This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

UC-NRLF
$B 33 469

Die graphische Theorie

der

Turbinen und Kreiselpumpen.

Von

Gustav Herrmann,

Professor der Kgl. Techn. Hochschule
zu Aachen.

Mit 58 Holzschnitten und 7 lithographirten Tafeln.

Berlin.

Verlag von Leonhard Simion.

1887.

Digitized by Google

Math. Lib.

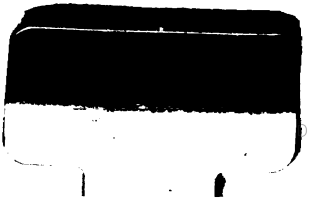
LIBRARY

OF THE

UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Received JUL 28 1893 , 189

Accessions No. 52635 . *Class No.* .....



Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Die graphische Theorie

der

Turbinen und Kreiselpumpen.

Von

Gustav Herrmann,

Professor der Kgl. Techn. Hochshule
zu Aachen.

Mit 58 Holzschnitten und 7 lithographirten Tafeln.

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Berlin.

Verlag von Leonhard Simion.

1887.

Digitized by Google

TJ870
H4

52635

Digitized by Google

Vorwort.

„Nur eine Wahrheit führt zum Ziele,
Doch ihrer Wege giebt es viele."

Obwohl die Litteratur eine gröfsere Anzahl von Theorien der Turbinen aufzuweisen hat, unter deren Verfassern die Träger der bedeutendsten Namen zu finden sind, so scheint es doch, als ob in Fachkreisen über das eigentliche Wesen der Wasserwirkung in diesen ausgezeichneten Maschinen noch manche Unklarheit herrsche. Wenigstens dürften die mehrfach in Veröffentlichungen niedergelegten unzutreffenden Ansichten diese Annahme rechtfertigen.

So findet man vielfach eine unrichtige Auffassung von dem eigentlichen Wesen der Reaktion, sowie nicht minder von der Wirkung der Centrifugalkraft in den Radialturbinen. Der Einfluſs der Schaufelstärken wird meistens gar nicht, oft nicht genügend und zuweilen unrichtig beurtheilt, und auf die Verschiedenheit dieses Einflusses bei den reinen Aktions- und den Reactionsturbinen ist bisher wohl kaum hingewiesen worden. Noch gröfser scheint

Digitized by Google

die Unklarheit in Bezug auf die Kreiselpumpen zu sein, wie man daraus schliefsen mag, dafs bisher fast durchgängig den Rädern dieser Pumpen Schaufeln gegeben werden, welche für bestimmte Förderhöhen viel gröfsere Radgeschwindigkeiten erfordern, als dies bei geeigneteren Schaufelformen nöthig sein würde.

In diesem Zustande der Unklarheit befand ich mich, als ich an die Bearbeitung des betreffenden Abschnitts von Weisbach's Ingenieur- und Maschinenmechanik herantrat, und ich versuchte damals, mir Klarheit über die Wirkung des Wassers auf dem graphischen Wege zu verschaffen, diesem ausgezeichneten, und was die Anschaulichkeit anbetrifft, unvergleichlichen Mittel, welches an technischen Lehranstalten noch lange nicht genügend gewürdigt wird und daher dem praktischen Techniker auch nicht diejenigen Dienste leistet, welche es zu leisten vermag. Hatte ich die graphische Behandlung lediglich in der Absicht gewählt, um von der Wirkung des Wassers eine deutlichere Anschauung zu erlangen, so war ich überrascht durch die Wahrnehmung, dafs das einfache, mit wenigen Linien jederzeit schnell zu entwerfende Diagramm sicher und unzweideutig auf alle Fragen Auskunft giebt, welche für die Beurtheilung einer vorhandenen oder für den Entwurf einer neuen Turbine mafsgebend sind. Die meist verwickelten und undurchsichtigen Formeln der bisher gebräuchlichen Turbinentheorien sind gänzlich zu entbehren, und die Feststellung

Digitized by Google

der einzelnen Elemente erfordert keine anderen Rechnungsoperationen als solche, wie sie mit den vier Species ausführbar sind. Ich trage daher kein Bedenken, diese graphische Methode hier zu veröffentlichen, da es mir scheint, dafs eine solche für Turbinen insbesondere empfehlenswerth ist, insofern bei dem Entwurfe einer Turbine doch immer eine genaue Zeichnung der Schaufeln ausgeführt werden mufs, in welche die wenigen Linien des Diagramms leicht eingezeichnet werden können.

Wenn ich hierbei auch versucht habe, die schädlichen Nebenhindernisse des Wassers einzeln näher zu prüfen und in den Diagrammen zum Ausdrucke zu bringen, so wird man vielleicht gegen die Art und Weise Einwendungen erheben, in welcher dabei der Einfluſs der Schaufelstärken zur Geltung gekommen ist. Wenn ich zwar die Berechtigung solcher Einwendungen in gewissem Grade zugebe, so mufs ich doch bemerken, dafs eine exakte Bestimmung dieses Einflusses bisher überhaupt nicht bekannt geworden ist, und dafs die seither gebräuchlichen Theorien die Nebenhindernisse des Wassers einfach im Ganzen durch Annahme eines entsprechenden Koefficienten berücksichtigen. Wer sich damit begnügen will, kann aus den hier gegebenen Diagrammen die Schaufelhyperbeln und das Verlustpolygon weglassen, da diese Dinge mit dem Wesen der Methode in einem organischen Zusammenhange nicht stehen. Die Diagramme nehmen dann eine bemerkenswerthe Einfachheit an und

Digitized by Google

gewähren selbst in dieser einfacheren Gestalt immer noch die gleiche Sicherheit, wie die analytischen Theorien sie bieten. Der vorliegenden Arbeit wird es ja auch sonst gewifs nicht an Mängeln fehlen, ich habe daher allen Grund, den Leser um nachsichtige Beurtheilung zu bitten, man wolle berücksichtigen, dafs ein neuer Weg in der Regel noch nicht so geebnet zu sein pflegt, wie ein alter und viel betretener.

Digitized by Google

Inhaltsverzeichnifs.

		Seite
§ 1.	Turbinen überhaupt	1
§ 2.	Stoß des Wassers gegen ruhende Flächen	6
§ 3.	Stoß des Wassers gegen bewegte Flächen	11
§ 4.	Wirkung des Wassers vermöge seiner Geschwindigkeit	15
§ 5.	Austritt des Wassers aus dem Rade	22
§ 6.	Pressung des Wassers während seiner Bewegung	28
§ 7.	Wirkung des Wassers vermöge seiner Pressung	35
§ 8.	Diagramm für Axialturbinen	44
§ 9.	Gefällmaßstab	51
§ 10.	Axialturbinen	53
§ 11.	Entwurf der Axialturbinen	63
§ 12.	Centrifugalkraft	69
§ 13.	Innere Radialturbinen (Fourneyron)	77
§ 14.	Aeußere Radialturbinen (Francis)	83
§ 15.	Turbinen ohne Leitschaufeln (Cadiat)	87
§ 16.	Schottische Turbinen	96
§ 17.	Segner'sches Wasserrad	100
§ 18.	Schaufelprofile	105
§ 19.	Schaufelflächen	117
§ 20.	Verengung durch die Schaufeldicken	128
§ 21.	Effektverluste in Folge der Schaufeldicken	134
§ 22.	Reibungswiderstand des Wassers	145
§ 23.	Abmessungen der Turbinen	155
§ 24.	Aufstellung der Turbinen	159
§ 25.	Formeln für Turbinen	168
§ 26.	Beispiele	172
§ 27.	Centrifugalpumpen	194

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

§ 1.

Turbinen überhaupt.

Unter den Turbinen versteht man im Allgemeinen Wasserräder, welche von dem Aufschlagwasser vermöge der Geschwindigkeit desselben in Umtrieb gesetzt werden, so jedoch, dafs dabei Stoßwirkungen nach Möglichkeit vermieden werden. Hiernach ist der Unterschied zwischen den Turbinen und den unterschlächtigen Schaufelrädern darin zu finden, dafs die letzteren Stoßräder sind, während in den Turbinen das Wasser eine stetige Druckwirkung hervorbringt. Von diesem Gesichtspunkte aus mufs man denn auch das Poncelet'sche Rad den Turbinen zurechnen. Von den ober-, rücken- und mittelschlächtigen Zellenrädern unterscheiden sich die Turbinen in Hinsicht der Wirkungsweise des Wassers dadurch, dafs letzteres in diesen Rädern beim Herabfallen von der Gefällshöhe keiner Beschleunigung durch die Schwerkraft ausgesetzt ist, indem die letztere hierbei direkt die Ueberwindung des dem Rade dargebotenen Widerstandes bewirkt. Mit anderen Worten, bei einem Zellenrade fällt das Wasser nieder, während es sich im Rade befindet; man könnte diese Wirkung des Wassers als eine Wirkung durch das Gewicht bezeichnen. Dagegen wird bei den Turbinen sowohl wie bei den unterschlächtigen Stoßrädern das Wasser während seines Niederfallens durch die Schwerkraft beschleunigt, die von derselben hierbei verrichtete

Digitized by Google

mechanische Arbeit wird in Form von lebendiger Kraft in dem Wasser angesammelt, und diese nachher wieder als Arbeit an das Rad abgegeben. Allerdings wird auch bei den Zellenrädern ein gewisser Theil des Gefälles zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad und hiermit zu einer gewissen Stoßwirkung verwendet, doch pflegt dieser Wirkung nur ein geringer Betrag des ganzen Gefälles zu entsprechen. Andererseits wirkt auch bei den im Kropfgerinne laufenden unterschlächtigen Rädern das Wasser theilweise durch sein Gewicht, indem es im Kropfe gleichzeitig mit den Schaufeln niedersinkt, so daſs diesen Rädern eine gewisse Zwischenstellung zwischen Zellen- und Schaufelrädern zukommt. Auch bei gewissen Turbinen, nämlich den sogenannten Axialturbinen, tritt der Umstand ein, daſs das Wasser um einen Theil des Gefälles, nämlich um die Höhe des Turbinenrades niedersinkt, während es sich innerhalb des Rades befindet, doch ist die Art der Wirkung hierbei wesentlich verschieden von der oben erwähnten in dem Kropfgerinne der unterschlächtigen Räder, indem auch während der Bewegung des Wassers durch das Rad einer Axialturbine die Schwerkraft auf Beschleunigung der Wassermasse wirkt. Abgesehen von der Radhöhe der Axialturbinen kann man daher sagen, daſs das Niedersinken des Wassers bei den Turbinen außerhalb des Rades erfolgt, und daſs bei ihnen die Wirkung lediglich vermöge der von dem Wasser angenommenen Geschwindigkeit ausgeübt wird. Diese letztere Bemerkung gilt nicht nur in Bezug auf diejenige Geschwindigkeit, welche dem Wasser schon bei seinem Eintritte in das Rad innewohnt, und welcher Geschwindigkeit die sogenannte Aktionswirkung entspricht, sondern auch in Hinsicht derjenigen Geschwindigkeit, welche dem Wasser während seines Durchgangs durch das Rad in Folge der etwa vorhandenen hydraulischen Pressung noch mitgetheilt wird, worauf die in der Regel mit dem Namen der Reaktionswirkung bezeichnete Kraftäußerung beruht. Diese Verhältnisse werden aus den später folgenden Angaben noch deutlicher werden.

Digitized by Google

Da die vorliegende Arbeit sich hauptsächlich nur mit den über die Wirkungsweise des Wassers geltenden Gesetzen befassen soll, so erscheint eine nähere Beschreibung der verschiedenen Turbinenanordnungen hier nur insoweit geboten, als dieselbe für das Verständnifs der folgenden Ermittelungen nöthig ist. In Betreff einzelner Ausführungen und in Bezug auf die Einzelheiten der Konstruktion mufs auf die darüber handelnden Lehrbücher der beschreibenden Maschinenlehre sowie auf die in periodischen Fachschriften veröffentlichten Arbeiten verwiesen werden. Für den vorliegenden Zweck genügen die folgenden Angaben.

Die Turbinen werden meistens mit vertikaler Axe ausgeführt, obwohl diese Bedingung keineswegs unerläfslich ist, im Gegentheil auch Turbinen mit horizontaler Axe mehrfach in guten Exemplaren ausgeführt sind, wofür z. B. die Schwamkrug'sche Turbine ein Beispiel ist. Es möge aber im Folgenden immer die Anordnung einer vertikalen Axe stillschweigend vorausgesetzt werden.

Unter einer Axialturbine versteht man eine solche, bei welcher das Rad von dem Wasser in einer mit der Axe übereinstimmenden Richtung durchströmt wird, d. h. bei welcher die einzelnen Wassertheilchen bei ihrem Durchgange durch das Rad im Allgemeinen in cylindrischen oder konischen Flächen koncentrisch zur Radaxe verbleiben, wie eine solche Turbine schematisch durch Fig. 1 dargestellt ist. Hier besteht das auf der vertikalen Axe A befestigte Rad aus zwei konaxial mit dieser gebildeten cylindrischen oder konischen Kränzen B und C, welche durch eine Anzahl krummer Schaufeln so mit einander verbunden sind, dafs zwischen den letzteren ebenso viele gekrümmte Kanäle verbleiben, in denen das aus dem darüber festliegenden Leitapparate DE tretende Wasser nach unten hin abfliefst. Der Leitapparat besteht gleichfalls aus zwei zur Axe koncentrischen Kränzen D und E, zwischen denen sich gekrümmte Leitschaufeln befinden, deren Zweck ist, das Wasser überall unter einer bestimmten

Digitized by Google

Neigung gegen die horizontale Trennungsebene der beiden Räder (den Spalt) austreten zu lassen.

Den Axialturbinen stehen die Radialturbinen gegenüber, bei denen der Durchfluſs des Wassers durch das Turbinenrad in zur Axe senkrechten Richtungen erfolgt, und zwar unterscheidet man innere und äußere Radialturbinen, je nachdem das Wasser dem Rade von innen oder von außen zugeführt wird. In Fig. 2 ist das Wesentliche einer inneren

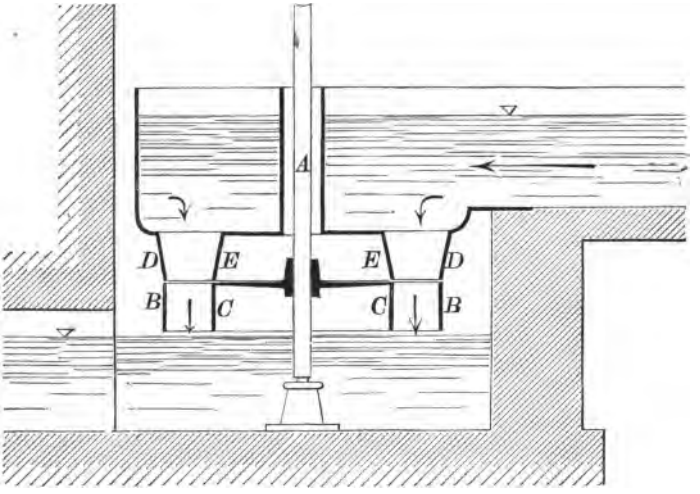


Fig. 1.

und in Fig. 3 das einer äußeren Radialturbine vorgestellt. In beiden Figuren bedeutet *A* die Axe, auf welcher das aus den beiden ringförmigen Kränzen *B* und *C* bezw. einem Kranze *B* und den daran befindlichen Schaufeln bestehende Laufrad befestigt ist, während das Leitrad *DE* durch seine Leitschaufeln die geeignete Führung des zutretenden Wassers bewirkt.

Ob die Aufstellung des Turbinenrades frei über Wasser geschehe, wie in Fig. 1, oder ob das Rad ganz in das Unterwasser getaucht ist, wie in Fig. 2, oder ob das Rad, wie in Fig. 3, um eine gewisse Höhe über dem Unterwasser auf-

Digitized by Google

gestellt wird, ist nicht von wesentlicher Bedeutung für die Wirkungsweise des Wassers. Ebenso ist es in dieser Be-

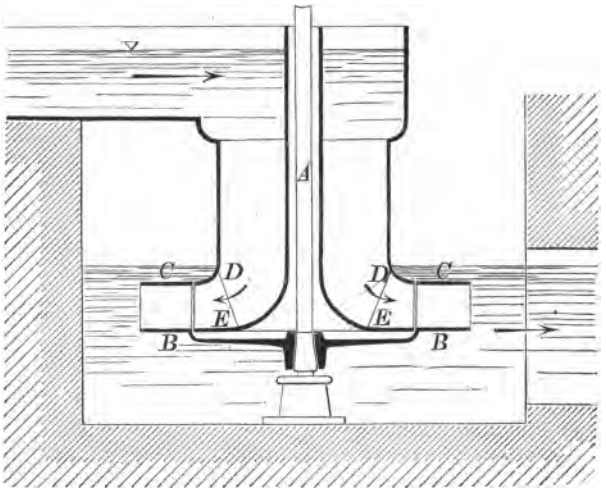


Fig. 2.

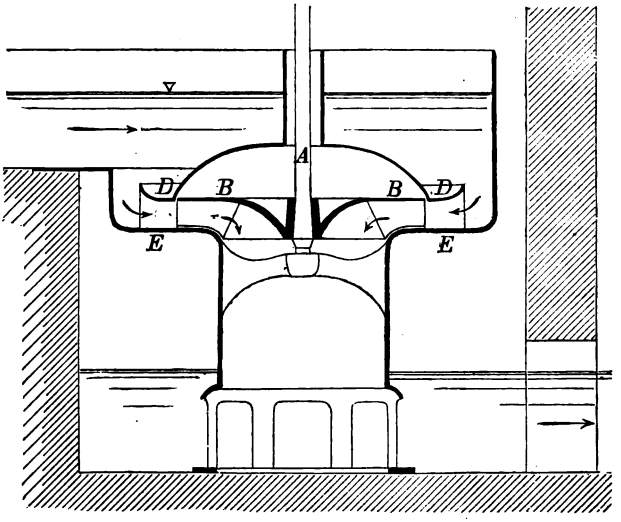


Fig. 3.

ziehung unerheblich, ob man das Aufschlagwasser dem Leitapparate von oben zuführt, wie in den Figuren angenommen

Digitized by Google

wurde, oder ob man in entgegengesetzter Art eine Zuführung von unten nach oben vornimmt, in welcher Hinsicht man Turbinen mit oberer oder unterer Beaufschlagung (umgekehrter Aufstellung) unterscheidet.

Tritt, wie in den Figuren 1—3 vorausgesetzt wurde, das Betriebswasser dem Rade auf dessen ganzem Umfange zu, so nennt man die Turbine eine Vollturbine, im Gegensatze zu den Partialturbinen, d. h. denjenigen, welche nur auf einem Theile ihres Umfanges beaufschlagt werden.

Es giebt auch gewisse Turbinen, bei welchen man die Leitschaufeln ganz weggelassen hat, unter welchen insbesondere die von Cadiat ausgeführte innere Radialturbine bekannt geworden ist. Zu dieser Klasse von Rädern ohne Leitschaufeln ist auch die sogenannte schottische Turbine zu rechnen, von welcher Fig. 4 einen horizontalen Durchschnitt vorstellt. Bei diesem einfachen Rade tritt das in dem vertikalen Rohre *B* niedergehende Aufschlagwasser durch eine Anzahl gekrümmter Ausflufsröhren *BC* am äußeren Umfange aus, wodurch das Rad ähnlich dem bekannten Segner'schen Wasserrade nach einer dem Austritte des Wassers entgegengesetzten Richtung umgedreht wird.

Eine weitere Unterscheidung der Turbinen in Aktions- und Reaktionsturbinen beruht auf der Verschiedenheit der Wasserwirkung und wird im Laufe der folgenden Untersuchungen sich von selbst ergeben.

Es möge hier nur noch angeführt werden, dafs als Axialturbinen vornehmlich die von Henschel, Jonval und Fontaine angegebenen und hiernach oft benannten Räder ausgeführt sind, während die innere Radialturbine nach ihrem ersten Konstrukteur als Fourneyron'sche und die äußere Radialturbine als Francis'sche bezeichnet wird.

§ 2.

Stofs des Wassers gegen ruhende Flächen.

Obwohl bei den Turbinen unter normalen Verhältnissen die Stoßwirkungen des Wassers wegen der damit verbundenen

Digitized by Google

Arbeitsverluste möglichst vermieden werden sollen, so ist diese Bedingung in aller Strenge niemals zu erreichen, und es sind z. B. wegen der Schaufeldicken, sowie wegen Schwankungen in der Gefällhöhe sowie der Radgeschwindigkeit Stoßwirkungen unvermeidlich. Zur Beurtheilung der hiermit verknüpften Nachtheile erscheint es daher angezeigt, zunächst die Wirkung des Wassers durch den Stoß näher ins Auge zu fassen.

Denkt man sich aus dem Mundstücke R einer Röhre, Fig. 5, einen Wasserstrahl austreten, welcher etwa gegen eine

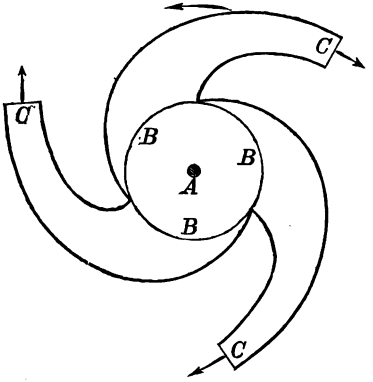


Fig. 4.

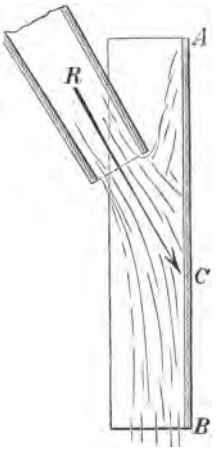


Fig. 5.

ebene Fläche AB in C unter einem schiefen Winkel trifft, so wird erfahrungsmäßig das Wasser nicht wie ein Billardball zurückgeworfen, sondern es findet eine Ausbreitung des Strahls auf der Fläche und ein Abfluſs nach allen Richtungen statt, wobei nach irgend einer Richtung um so mehr Wasser entweicht, je größer der Winkel ist, welchen sie mit der Strahlrichtung bildet. Dieser Fall des Wasserstoßes entspricht aber nicht dem Vorgange, wie er in den Turbinen vorkommt, da bei den letzteren immer ringsum geschlossene Kanäle von in der Regel rechteckigen Querschnitten auftreten, deren Wände

Digitized by Google

ein Ausweichen des Wassers nach der Seite verhindern, ebenso wie auch ein Zurücktreten des Wassers nach der Einlaufseite hin wenigstens bei allen Vollturbinen ausgeschlossen ist, welche ringsum beaufschlagt werden. Es möge daher zunächst ein derartiger rinnenförmiger Kanal vorausgesetzt werden und es möge, um die Stoßwirkung zu untersuchen, angenommen werden, der Kanal sei von rechteckigem Querschnitte und habe im Längenschnitte die in Fig 6. mit $A_1 B C D$ bezeichnete Gestalt. Nimmt man zunächst an, der Kanal sei unbeweglich und empfange durch die Mündung $A_1 A_2$ einen den ganzen Querschnitt ausfüllenden Wasserstrahl, welcher mit einer Geschwindigkeit c eintritt, die durch $A B$ der Richtung und Größe nach vorgestellt werden soll. Sieht man von den Reibungswiderständen des Wassers an den Kanalwandungen ab, so strömt das Wasser mit unveränderter Geschwindigkeit c durch das erste Kanalstück $A_1 B$, wogegen beim Auftreffen des Wassers auf die unter einem Winkel φ_1 gegen $A B$ geneigte Fläche $B C$ ein Stoß und in Folge dessen eine Aenderung der Geschwindigkeit nach Größe und Richtung erfolgt. Wegen der seitlichen Einfassung kann die Bewegung des Wassers natürlich nur in der Richtung $B C$ des folgenden Kanalstückes erfolgen. Was die Geschwindigkeit betrifft, welche dem Wasser in dieser Richtung verbleibt, so ist man bei der dermaligen Kenntnifs der Hydraulik nicht im Stande, diese Geschwindigkeit ohne Hülfe einer gewissen Annahme festzustellen, da es nicht möglich ist, die Vorgänge im Innern des stoßenden Wasserstrahls rechnerisch zu verfolgen. Durch die bei einem solchen Stoße auftretenden Verschiebungen der einzelnen

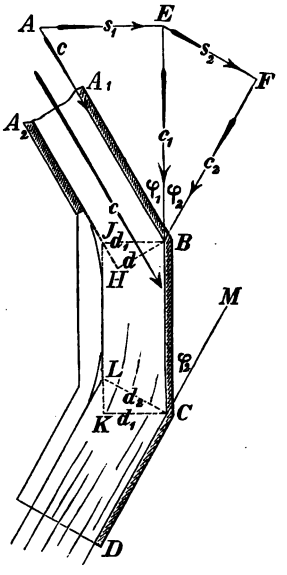


Fig. 6.

Digitized by Google

Wassertheilchen an einander wird auf alle Fälle ein gewisser Betrag von mechanischer Arbeit der nützlichen Verwendung entzogen, indem derselbe zu Wirbelbildungen und Schwingungen verbraucht wird, von denen man annehmen mufs, dafs sie zu einer gewissen Wärmeerzeugung verwendet werden. Zur Bestimmung der Größe dieser so verschwindenden mechanischen Arbeit, wleche in der Regel schlechtweg als Verlust bezeichnet wird, denke man sich die Geschwindigkeit $c = AB$ des ankommenden Wassers in zwei Komponenten $EB = c_1$ parallel zur Fläche BC und $AE = s_1$ senkrecht hierzu zerlegt. Nimmt man nun vollkommene Unelasticität des Wassers an, so wird nach den Regeln des unelastischen Stoßes die Komponente $AE = s_1$ durch den Stoß vernichtet, und dem Wasser verbleibt nur die Geschwindigkeit $EB = c_1$ entlang der Fläche BC. Setzt man ein Kilogramm Wasser voraus, welches in einer gewissen Zeit zum Stoß gelangt, so hat dasselbe bei seinem Eintritte vermöge der Geschwindigkeit $c = AB$ die lebendige Kraft $\frac{c^2}{2g}$ und nach dem Stoße diejenige $\frac{{c_1}^2}{2g} = \frac{c^2 \cos^2 \varphi_1}{2g}$, während durch den Stoß selbst die Arbeit $\frac{{s_1}^2}{2g} = \frac{c^2 \sin^2 \varphi_1}{2g}$ aufgezehrt wird. Nun ist zwar die Annahme, das Wasser sei ganz unelastisch, in aller Strenge nicht zutreffend, und daher wird ein Theil der vorstehend als verloren gehend ermittelten Leistung durch die elastische Rückwirkung des Wassers und der festen Fläche wieder zurückgegeben und dazu verwendet, das Wasser mit einer etwas größeren Geschwindigkeit als $c_1 = c \cos \varphi_1$ auf BC entlang zu bewegen, doch ist die Ermittelung dieser Vergrößerung, wie bemerkt wurde, theoretisch nicht möglich, und es soll dieselbe bei der erfahrungsmäßig außerordentlich geringen Elasticität des Wassers außer Acht gelassen werden.

Dieselbe Wassermenge, welche in der Zeiteinheit bei A mit der Geschwindigkeit c ankommt, mufs in der gleichen Zeit entlang BC abgeführt werden, und folglich müssen sich die Querschnitte des Strahls in A und in B, d. h. wegen der

Digitized by Google

gleichen Breite die Dicken $A_1 A_2 = d$ und $BJ = d_1$ des Strahls umgekehrt wie die Geschwindigkeiten c und c_1 daselbst verhalten. Man kann daher die Dicke des Wasserstrahls auf BC leicht aus der Zeichnung entnehmen, wenn man in B zu den Richtungen AB und BC die Senkrechten BH und BJ zieht, dann hat man wegen der Aehnlichkeit der Dreiecke BHJ und BEA die Beziehung

$$\frac{BJ}{BH} = \frac{BA}{BE} = \frac{c}{c \cos \varphi_1} = \frac{c}{c_1},$$

d. h. BJ stellt die Dicke d_1 des auf BC abfließenden Wasserstrahls vor, welcher entlang AB die Dicke $d = BH$ hat. Nimmt man an, dafs an das Kanalstück BC in C ein anderes unter dem Ablenkungswinkel $BCM = \varphi_2$ geneigtes Stück CD angefügt sei, so wird in C ein ähnlicher Vorgang sich wiederholen, wie der in B beschriebene, und die Geschwindigkeit $c_1 = EB$ des auf BC abfließenden Wasserstrahls wird durch den Stoß in C auf diejenige $c_2 = c_1 \cos \varphi_2 = FB$ vermindert, während der Stoß in C wieder eine der Geschwindigkeit $s_2 = c_1 \sin \varphi_2 = EF$ entsprechende Arbeit aufzehrt. Ebenso erhält man die Dicke des auf CD zum Abflufs gelangenden Wasserkörpers in $CL = d_2 = \frac{d_1}{\cos \varphi_2}$, wenn man in C zu den beiden Richtungen BC und CD die senkrechten Linien CK und CL errichtet.

Durch die in B und C stattgehabten Stöße ist die Geschwindigkeit von dem Betrage $c = AB$ auf diejenige $c_2 = FB = c \cos \varphi_1 \cos \varphi_2$ ermäßigt und die lebendige Kraft jeder Gewichtseinheit Wasser um die Größe $\frac{s_1^2}{2g} + \frac{s_2^2}{2g}$ vermindert. Dächte man sich in dieser Weise wiederholte Stoßwirkungen stattfindend, so würde die lebendige Kraft um die Größe $\Sigma \frac{s^2}{2g}$ verringert werden. Wenn nun hierbei die Abweichung φ zweier auf einander folgenden Flächen außerordentlich klein wird, d. h. wenn man die gebrochene Linie $ABCD$ in eine

Digitized by Google

stetige Kurve übergehen läfst, so erkennt man leicht, wie jeder der einzelnen Stoßverluste $\frac{s^2}{2g} = \frac{c^2 \sin^2 \varphi}{2g}$ eine unendlich kleine Größe zweiter Ordnung vorstellt, deren Summirung immer erst einen unendlich kleinen Werth erster Ordnung ergiebt, welcher gegen die vorhandene lebendige Kraft $\frac{c^2}{2g}$ verschwindet. Es ergiebt sich aus dieser Betrachtung die in der Regel als selbstverständlich hingestellte Thatsache, dafs durch eine stetige Krümmung des Kanals oder Rohrs die Geschwindigkeit des Wassers nicht verändert wird, wobei natürlich, wie im Vorhergehenden auch geschehen, von allen Verlusten abgesehen wird, welche durch die Reibung der Wassertheilchen unter sich und an den Röhrenwänden veranlafst werden.

§ 3.

Stofs des Wassers gegen bewegte Flächen.

Es möge nunmehr angenommen werden, dafs die dem Stoße eines ununterbrochenen Wasserstroms ausgesetzte Fläche AB, Fig. 7, selbst einer geradlinigen Bewegung mit der unveränderlichen Geschwindigkeit $v = AC$ ausgesetzt sei. Es werde wieder vorausgesetzt, dafs die Fläche mit seitlichen Einfassungen versehen sei, welche ein Abweichen des Wassers nach den Seiten verhindern, und es möge durch $EA = c$ der Größe und Richtung nach die Geschwindigkeit des bei A ankommenden Wassers dargestellt sein. Diese Geschwindigkeit kann man nach dem Polygon der Geschwindigkeiten ersetzen durch die beiden anderen ED parallel und gleich v und DA, welche letztere dann die Geschwindigkeit des ankommenden Wassers relativ gegen die Schaufelfläche AB vorstellt. Nun kann man dem ganzen System, d. h. sowohl der Schaufel als auch dem Wasser eine und dieselbe zusätzliche Geschwindigkeit $-v$, d. h. gleich und entgegengesetzt der Schaufelgeschwindigkeit ertheilt denken, wonach die Schaufel in Ruhe

Digitized by Google

gelangt und dem Wasser nur noch die zweite Komponente $DA = w$ verbleibt, die nunmehr gegen die ruhende Schaufel den Charakter einer absoluten Geschwindigkeit annimmt. Es gelten daher hinsichtlich dieser Geschwindigkeit die vorstehend gemachten Bemerkungen, wonach die zu AB senkrechte Komponente $DF = s$ von DA durch den Stoß verloren geht, während die andere mit AB parallele Komponente $FA = w_1$ die Geschwindigkeit angiebt, mit welcher das Wasser der Schaufel entlang sich bewegt. Denkt man jetzt wieder die zugesetzte Geschwindigkeit $-v$ entfernt, d. h. denkt man

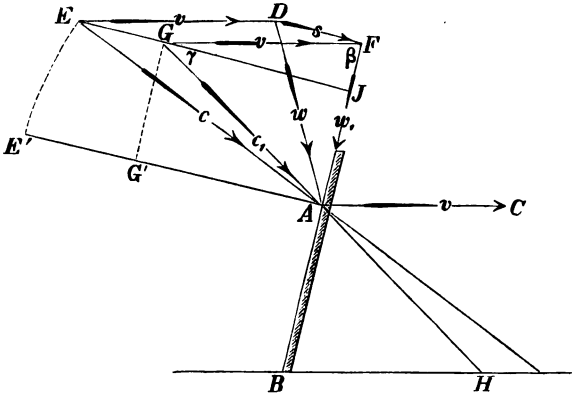


Fig. 7.

der Schaufel wieder die vorausgesetzte Geschwindigkeit v ertheilt, so setzt sich die absolute Geschwindigkeit des Wassers im Raume zusammen aus $GF = v$ und $FA = w_1$ zu der resultirenden Geschwindigkeit $c_1 = GA$, welche als die absolute Geschwindigkeit anzusehen ist, die dem Wasser nach dem Stoße verbleibt und mit welcher dasselbe in der Richtung GAH den Raum durchströmt.

Das Dreieck EGA giebt nun Auskunft über die durch den Stoß veranlaßten Wirkungen. Das Wasser kam mit der absoluten Geschwindigkeit $c = EA$ an, hat durch den Stoß die Geschwindigkeit $s = EG$, d. h. eine dieser Geschwindigkeit entsprechende Arbeit verloren und verläßt die Schaufel mit

Digitized by Google

der absoluten Geschwindigkeit $c_1 = GA$. Es mufs daher eine mechanische Arbeit an die Schaufel übertragen worden sein, welche für jedes Kilogramm Wasser durch

$$\frac{c^2 - s^2 - {c_1}^2}{2g} = L$$

ausgedrückt ist. Aus dem Dreieck EGA folgt aber ohne Weiteres

$$c^2 - s^2 - {c_1}^2 = 2 s c_1 \cos\gamma = 2 s \,.\, GJ = 2 s v \sin\beta,$$

so dafs die übertragene Arbeitsleistung zu

$$L = \frac{2 s v \sin\beta}{2g}$$

folgt. Für eine bestimmte Geschwindigkeit v und einen ebenfalls bestimmten Winkel β wird dieser Werth um so größer, je größer s ausfällt, und es erhellt aus der Figur, dafs dies der Fall ist, wenn das ankommende Wasser senkrecht zur Schaufel in der Richtung $E'A$ eintritt, in welchem Falle G in $E'A$ hineinfällt. Hierfür ergiebt sich die an die Schaufel abgegebene Arbeit zu

$$L' = 2 \,.\, E'G' \,.\, G'A$$

und hieraus folgt wiederum sogleich, dafs dieser Werth ein größter wird für $E'G' = G'A$.

Man wird daher von dem mit der Geschwindigkeit c ankommenden Wasser, welches gegen die unter dem beliebigen Winkel β gegen die Schaufelbewegung gestellte Schaufel trifft, die größte Leistung zu erwarten haben, wenn das Wasser senkrecht zur Schaufel ankommt, und die letztere sich mit einer Geschwindigkeit v bewegt, so dafs $G'A = v \sin\beta = \frac{1}{2} c$ ist. Die an die Schaufel abgegebene Leistung $L = \frac{2 s v \sin\beta}{2g}$ bestimmt sich in diesem günstigsten Falle für je ein Kilogramm Wasser zu

$$L_{max.} = \frac{1}{2} \frac{c^2}{2g}$$

also zu nur 50 % der in dem Wasser vorhandenen mechanischen Arbeit.

Digitized by Google

Die Fig. 8 läfst deutlich den Verbleib der anderen Hälfte der ursprünglich in dem Wasser vorhandenen lebendigen Kraft erkennen. Hier ist nämlich die Geschwindigkeit $c = EA$ senkrecht zu der Schaufel AB angenommen, und die Schaufelgeschwindigkeit $ED = v = \frac{1}{2}\frac{c}{\sin\beta}$ vorausgesetzt. In Folge dessen geht durch den Stoß die Geschwindigkeit $s = DF = \frac{1}{2}c$ verloren, während dem Wasser nach dem Stoße eine ebenso große absolute Geschwindigkeit $c_1 = GA = \frac{1}{2}c$ verbleibt, so dafs aus jeder dieser beiden Ursachen $^1/_4$ der vorhandenen mechanischen Arbeit sich der Nutzbarmachung durch die Schaufel entzieht, ganz abgesehen von den sonstigen Nebenhindernissen, welche unvermeidlich sind.

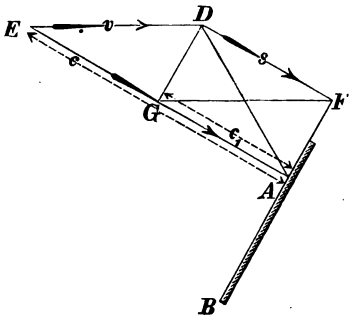


Fig. 8.

Die vorstehend angeführte Betrachtung zeigt zur Genüge die Unvollkommenheit aller Stoßräder, deren Effekt selbst im günstigsten Falle wegen der oben nicht angezogenen Nebenhindernisse unter 50% verbleiben mufs, wie ja auch alle dafür vorliegenden Erfahrungen den Wirkungsgrad aller reinen Stoßräder noch wesentlich geringer als $^1/_2$ festgesetzt haben. Es ergiebt sich daraus denn auch unmittelbar der Grund, warum die Konstrukteure Veranlassung genommen haben, in den Turbinen Räder anzuordnen, welche den gedachten Mängeln der Stoßräder nicht unterworfen sind, und es lassen sich aus der vorstehenden Betrachtung ebenso direkt die Grundsätze erkennen, welche man bei allen Turbinen ohne Ausnahme zu befolgen hat, um diese Räder von jenen Mängeln thunlichst frei zu machen.

Digitized by Google

§ 4.

Wirkung des Wassers vermöge seiner Geschwindigkeit.

Nach dem Vorstehenden wird ein wesentlicher Theil der mechanischen Arbeit des bewegten Wassers durch den Stoß aufgezehrt, und daraus ergiebt sich als erste Hauptbedingung für die Turbinen diejenige, Stoßwirkungen so viel als möglich überhaupt zu vermeiden. Eine gänzliche Beseitigung derselben ist niemals zu erreichen, denn abgesehen davon, dafs es nicht möglich ist, alle einzelnen Theile eines Wasserstrahls genau in derselben Weise zu leiten, veranlassen auch die Dicken der Schaufeln in Folge der damit verbundenen Querschnittsverengungen Stoßwirkungen. Wenn man indessen zunächst von diesen Dicken absieht, deren Einflufs weiter unten genauer verfolgt werden soll, wenn man also die Schaufeln zunächst als ungemein dünn annimmt, und wenn man auch die Unvollkommenheit der Wasserführung vernachlässigt, so lassen sich leicht die Verhältnisse beurtheilen, unter denen das Wasser ohne Stoß nur durch einen stetigen Druck in den Turbinen zur Wirkung gelangt.

Es stelle zu dem Ende wieder $ABCD$, Fig. 9, den Durchschnitt durch einen gebrochenen Kanal vor, der in der Richtung AA_3 sich bewegt, und welchem das Wasser mit einer der Richtung und Größe nach durch $c = EA$ dargestellten Geschwindigkeit zugeführt werden soll. Damit das Wasser das erste Element AB der Schaufel ohne Stoß erreiche, ist nach dem Vorstehenden erforderlich, dafs der Schaufel eine Geschwindigkeit $v = EF$ ertheilt wird, welche mit derjenigen gleich gerichteten Komponente der Geschwindigkeit c an Größe übereinstimmt, die man durch Zerlegung von c nach den Richtungen AA_3 der Bewegung und AB der Schaufel erhält. Die zweite Komponente $FA = w$ stellt dann die relative Geschwindigkeit vor, mit welcher das Wasser seine Bewegung entlang der Schaufel AB beginnt. Würde die Schaufel in ihrer ganzen Erstreckung die Richtung ABH behalten, so würde die absolute Geschwindigkeit $c = EA$ sowohl

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.
Digitized by Google

wie die relative Geschwindigkeit $w = FA$ des Wassers einer Aenderung gar nicht unterliegen, vorausgesetzt dafs, wie hier hier zunächst geschehen soll, von den hindernden Nebenwiderständen der Reibung abgesehen wird, und dafs auch sonst keine anderen Kräfte auf das Wasser während seines Durchgangs durch den Kanal wirken. Das Wasser würde in

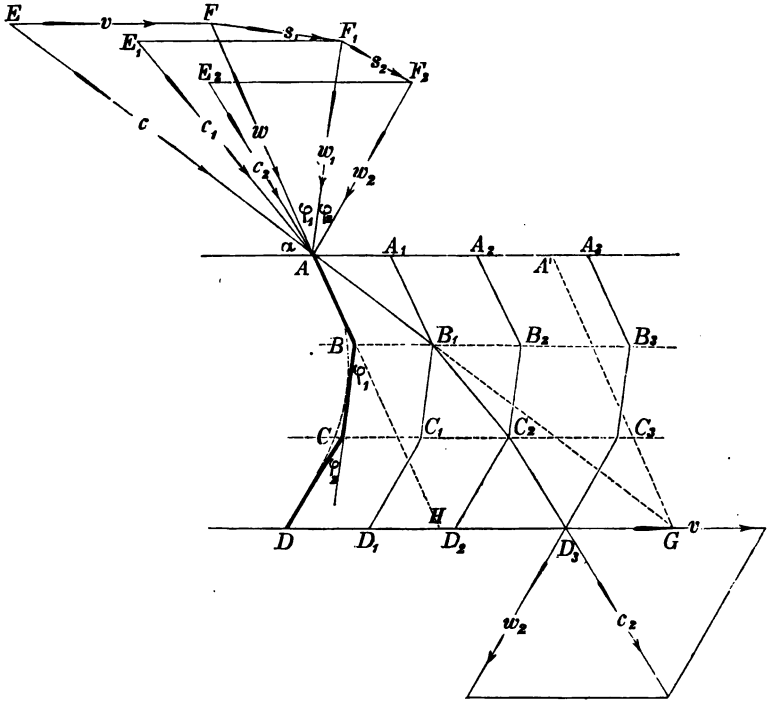


Fig. 9.

diesem Falle den Kanal bei H mit der unveränderten Geschwindigkeit c in demjenigen Augenblicke verlassen, in welchem die Schaufel in die Stellung GA' gelangt wäre; mit anderen Worten, man hätte in AG den absoluten und in AH den relativen Weg des Wassers. Eine Einwirkung des Wassers auf die Schaufel und also eine Arbeitsabgabe an dieselbe hätte nicht stattgefunden, und man erkennt leicht,

Digitized by Google

dafs dies ganz allgemein für alle die Fälle gilt, in denen die absolute Geschwindigkeit des Wassers dieselbe bleibt.

Es sei nun aber dem Kanale in B eine plötzliche Richtungsänderung nach BC um den Winkel φ_1 ertheilt, so wird das Wasser in dem Bruchpunkte einen Stoß ausüben, sobald der Punkt B in die Lage B_1 gelangt ist. Für diesen Stoß gelten die vorstehend aus Fig. 7 abgeleiteten Beziehungen. Zerlegt man die relative Geschwindigkeit $w = FA$ in zwei Komponenten $w_1 = F_1 A$ parallel mit BC und $s_1 = FF_1$ senkrecht hierzu, so wird die Geschwindigkeit s_1 aufgezehrt und dem Wasser verbleibt nur die andere Komponente $w_1 = F_1 A$ als relative Geschwindigkeit entlang dem Kanalstücke BC. Auch die absolute Geschwindigkeit des Wassers ist hierdurch geändert und in $c_1 = E_1 A$ übergegangen, welche Größe man einfach erhält, wenn man $F_1 E_1 = -v$ macht. Parallel zu dieser Richtung $E_1 A$ bewegt sich daher das betrachtete Wassertheilchen von B_1 nach C_2 absolut im Raume, während welcher Zeit der Kanal aus der Lage $B_1 C_1$ in diejenige $B_2 C_2$ gelangt. Denkt man sich der Schaufel in C wiederum eine Richtungsänderung um den Winkel φ_2 ertheilt, so findet ein ähnlicher Vorgang statt, wenn der Bruchpunkt C nach C_2 gelangt ist, und die zu CD senkrechte Komponente $s_2 = F_1 F_2$ der relativen Geschwindigkeit w_1 wird durch den Stoß aufgezehrt, so dafs dem Wasser nur noch die andere parallel zu CD gerichtete Komponente $w_2 = F_2 A$ als relative Geschwindigkeit auf dem Schaufeltheile CD verbleibt. Macht man wiederum $E_2 F_2 \# v$, so stellt $E_2 A$ die absolute Geschwindigkeit c_2 vor, mit welcher das Wasser von C_2 aus seinen Weg $C_2 D_3$ im Raume durchläuft. Wenn daher in D der Kanal endigt, so wird der in A mit der Geschwindigkeit $c = EA$ ankommende Wassertropfen den Kanal in D_3 mit der absoluten Geschwindigkeit $c_2 = E_2 A$ verlassen, und der absolute Weg des Tropfens ist durch die gebrochene Linie $A B_1 C_2 D_3$ dargestellt.

Bei dieser Bewegung findet in jedem der Bruchpunkte B,

Digitized by Google

C ein Stoß statt, in Folge dessen jedes Kilogramm Wasser eine mechanische Arbeit gleich $\frac{s^2}{2g}$ einbüßt und gleichzeitig eine Wirkung $\frac{2sv\sin\beta}{2g}$ an die Schaufel abgiebt, wenn s allgemein die auf der gestoßenen Fläche senkrechte Komponente der relativen Geschwindigkeit und β den Neigungswinkel dieser Fläche gegen die Bewegungsrichtung bedeutet. Bezeichnet man daher allgemein die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Kanal mit c_e und die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus demselben mit c_a, so gilt die Beziehung

$$\frac{c_e^2 - c_a^2}{2g} = \Sigma\frac{s^2}{2g} + \Sigma\frac{2sv\sin\beta}{2g},$$

worin das Zeichen Σ die Summirung aller einzelnen Stoßverluste und Stoßarbeiten andeuten soll.

Es ist nun klar, daſs, wenn man die einzelnen Ablenkungswinkel φ von je zwei auf einander folgenden Schaufelelementen kleiner und kleiner und schließlich unendlich klein werden läſst, die gebrochene Schaufel in eine stetig gekrümmte übergeht, welche sich tangential an das erste Element AB und das letzte Element CD des vorstehend als gebrochen angenommenen Kanals anschließen möge. In der Figur findet sich diese Kurve punktirt eingezeichnet, und es ist ersichtlich, daſs dann auch der absolute Wasserweg $AB_1C_2D_3$ seine gebrochene Form in eine entsprechende stetige Kurve verändert. In diesem Falle ist die Wirkung anzusehen wie eine ununterbrochene Aufeinderfolge unendlich kleiner Stöße, d. h. es wird von dem Wasser ein stetiger Druck gegen die Schaufel ausgeübt. Die vorstehende Gleichung

$$c_e^2 - c_a^2 = \Sigma s^2 + \Sigma 2sv\sin\beta$$

ergiebt nun, daſs in diesem Falle das erste Glied auf der rechten Seite als unendlich klein gegen das zweite Glied verschwindet, so daſs also auch bei dem bewegten, wie bei dem ruhenden Kanal (s. § 2) mit einer allmählichen Ablenkung

Digitized by Google

des Wassers nach einer stetigen Kurve ein Stoßverlust überhaupt nicht verbunden ist, ein Verhalten, welches häufig als ein selbstverständliches von vornherein angenommen wird.

Aus dem Vorstehenden ergiebt sich noch eine zweite wichtige Folgerung in Bezug auf die relative Geschwindigkeit des Wassers während dessen Durchgangs durch den Kanal. Setzt man wieder voraus, dafs in irgend einem Punkte, z. B. in B_1, ein Stoß in Folge der plötzlichen Ablenkung der Schaufel stattfindet, so wird hierbei die relative Geschwindigkeit $w = FA$ in Folge des Stoßverlustes auf den geringeren Betrag $w_1 = F_1 A = \sqrt{w^2 - s^2}$ herabgezogen. Dieser Werth wird mit einem unendlich kleinen Stoßverluste s bei einer stetigen Kurve $w_1 = w$, so dafs also im letzteren Falle die relative Geschwindigkeit des Wassers unverändert denselben Werth behält, und dafs die Größe der an die Schaufel übertragenen mechanischen Arbeit für die relative Geschwindigkeit ganz ohne Einflufs ist.

Aus diesem für Turbinen äußerst wichtigen Satze, welcher meistens ebenfalls als selbstverständlich vorausgesetzt wird, folgt daher, dafs eine Aenderung der relativen Geschwindigkeit, wenn eine solche in Wirklichkeit eintritt, nur die Folge von gewissen äußeren Kräften sein kann, die auf das Wasser während seines Durchganges durch den Kanal einwirken. Welcher Art diese Kräfte sind, wird im Laufe der Untersuchungen sich ergeben.

Die hier angeführten Bemerkungen zeigen, wie man die Stoßwirkung des Wassers vermeiden und durch eine stetige Druckwirkung ersetzen kann, indem man erstens behufs des stoßfreien Wassereintritts der Schaufel die obengedachte Geschwindigkeit EF ertheilt, und indem man ferner zum Zwecke des stoßfreien Wasserdurchgangs die Schaufel nach einer stetigen Kurve ohne plötzliche Richtungsänderungen ausbildet. Diesen beiden Bedingungen müssen alle richtig ausgeführten Turbinen genügen.

Digitized by Google

Wenn diese Bedingungen erfüllt sind, so erhält man die von jedem Kilogramm Wasser an die Schaufel übertragene mechanische Arbeit zu

$$L = \frac{c_e^2 - c_a^2}{2g},$$

worin wieder c_e und c_a die absoluten Austritts- und Eintrittsgeschwindigkeiten vorstellen. In der vorstehend angegebenen Weise hat man sich die Wirkung des Wassers zu denken, wenn man sich kurz des Ausdrucks bedient, „die Geschwindigkeit des Wassers werde in Arbeit umgesetzt".

Es mag hier bemerkt werden, daſs auch in entgegengesetzter Art die mechanische Arbeit, welche von der bewegten Schaufel geleistet wird, in Geschwindigkeit des Wassers verwandelt werden kann. Dieser Vorgang ist durch Fig. 10 versinnlicht, welche wegen der Uebereinstimmung der Buchstaben mit denen der Fig. 9 leicht verständlich sein wird. Das in der Richtung und mit der Geschwindigkeit $EA = c$ ankommende Wasser gelangt ohne Stoß in den Kanal, wenn derselbe eine Geschwindigkeit $v = EF$ hat, die wieder durch Zerlegung von $c = EA$ nach den Richtungen der Bewegung AA_3 und des ersten Kanalstückes AB erhalten wird. Eine gerade Form des Kanals AH würde wieder einen absoluten Weg des Wassers AG zur Folge haben, womit weder eine Einwirkung des Wassers auf die Schaufel noch umgekehrt der Schaufel auf das Wasser verbunden wäre. Wenn nun in B und C die Schaufel nach der Richtung der Bewegung hin abgelenkt ist, so tritt in B ein Stoß ein, welcher die Geschwindigkeit $s_1 = F_1 F$ aufzehrt, so daſs das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit $w_1 = F_1 A$ auf $B_1 C_1$ entlang sich bewegt, und $E_1 A = c_1$ die zugehörige absolute Geschwindigkeit vorstellt. Ein gleicher Vorgang tritt in C_2 ein, so daſs das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit $w_2 = F_2 A$ auf $C_2 D_2$ entlang strömt und den Kanal in D_3 mit der absoluten Geschwindigkeit $c_2 = E_2 A$ in der Richtung $C_2 D_3$ verläſst.

Digitized by Google

Wenn man auch hier die gebrochene Form der Schaufel in eine stetig gekrümmte übergehen läfst, so fallen die Stoß-

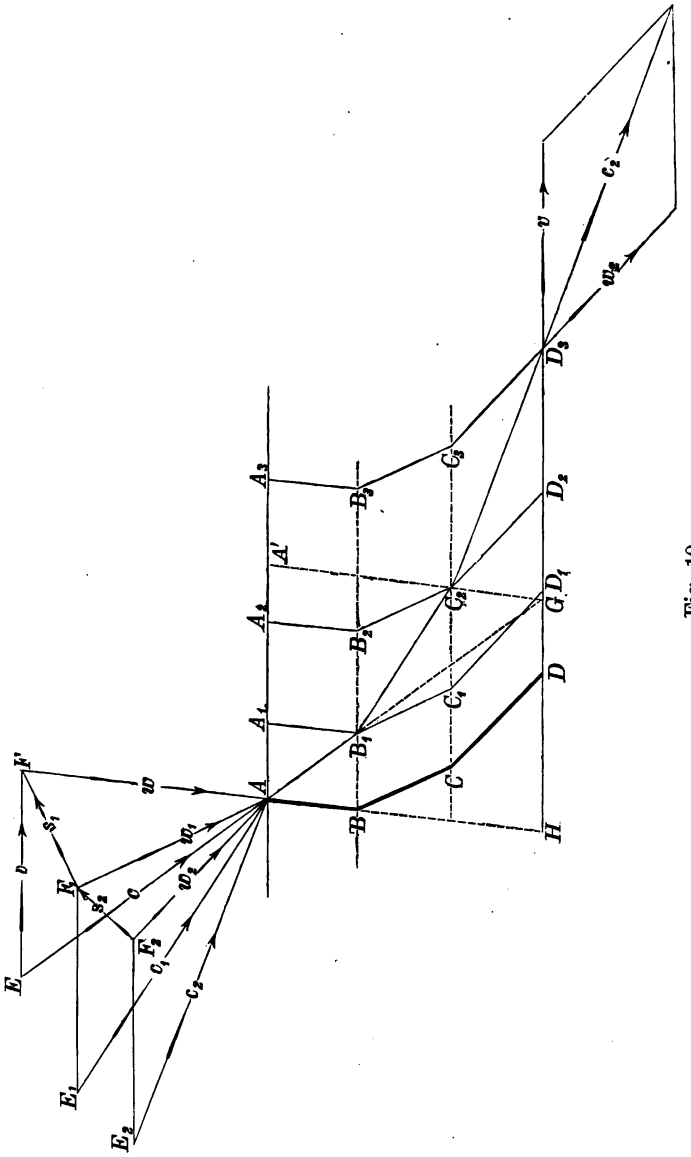


Fig. 10.

Digitized by Google

verluste fort, der absolute Weg $A B_1 C_2 D_3$ geht in die entsprechende Kurve über und es gilt jetzt die Beziehung

$$L = \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g},$$

worin L nunmehr die von der Schaufel auf das Wasser übertragene Arbeit bedeutet. Offenbar entspricht der letztgedachte durch Fig. 10 dargestellte Vorgang dem in einer Centrifugalpumpe stattfindenden, während die Fig. 9 der Wasserwirkung in den Turbinen zukommt. Die Vergleichung der Fig. 9 und 10 zeigt, daſs die gerade Schaufelform $A H$ dem Grenzzustande zwischen den beiden betrachteten Fällen, also zwischen den Turbinen und den Kreiselpumpen, entspricht, so daſs man diese gerade Schaufel als eine neutrale Form ansehen darf, während eine Schaufel von der Form wie in Fig. 9, welche ihre konvexe Seite nach der Bewegungsrichtung hinkehrt, von dem Wasser getrieben wird, sich also gewissermaßen passiv verhält, hingegen die mit ihrer konkaven Seite nach der Bewegungsrichtung hin angeordnete Schaufel der Fig. 10 aktiv oder treibend auf das Wasser wirkt.

§ 5.

Austritt des Wassers aus dem Rade.

Im § 3 wurde gezeigt, daſs der bedeutende Verlust, welchem das Wasser bei allen Stoßrädern unterworfen ist, hauptsächlich zwei Ursachen hat. Außer dem Arbeitsverluste, welcher mit dem Stoße selbst verbunden ist, und welcher, wie im vorigen Paragraphen gezeigt wurde, sich größtentheils vermeiden läſst, geht für die nützliche Wirkung ein erheblicher Arbeitsbetrag dadurch verloren, daſs das Wasser aus dem Rade mit einer beträchtlichen Geschwindigkeit c_a heraustritt. Dieser, für jedes Kilogramm Wasser durch $\frac{c_a^2}{2g}$ ausgedrückte Arbeitsverlust läſst sich der Natur der Sache nach wohl dadurch auf ein geringes Maß herabziehen, daſs man c_a möglichst klein macht, aber es ist nicht möglich,

Digitized by Google

diesen Verlust gänzlich zu umgehen, da hierzu die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a gleich Null sein müfste.

Da nämlich eine Turbine zum Zwecke ihrer ununterbrochenen Arbeitsleistung fortwährend neu zufließendes Wasser aufnehmen mufs, so ist auch fortwährend für einen Abflufs des benutzten Wassers Sorge zu tragen, was nur dadurch ermöglicht wird, dafs dieses Wasser das Rad mit einer gewissen absoluten Austrittsgeschwindigkeit verläfst. Denkt man sich der Turbine in jeder Sekunde eine bestimmte Wassermenge gleich Q Kubikmeter zufließend und hat der Austrittsquerschnit, welchen das Rad diesem Wasser darbietet, eine Größe gleich F Quadratmeter, so mufs jenes Wasser diesen Querschnitt mit einer zu dem letzteren senkrechten Geschwindigkeit

$$c_a = \frac{Q}{F} \text{ Meter}$$

durchströmen. Für irgend einen vorliegenden Fall, in welchem Q eine bestimmte Größe hat, kann man nun zwar c_a durch einen entsprechend großen Werth von F beliebig klein machen; es ist aber leicht einzusehen, dafs es praktisch nicht vortheilhaft sein kann, mit dieser Verkleinerung von c_a unter eine gewisse erfahrungsmäßige Grenze herabzugehen. Die erforderliche Größe des Austrittsquerschnittes vom Rade läfst sich natürlich nur durch entsprechend große Dimensionen desselben, insbesondere durch einen großen Halbmesser erreichen, mit welchen Dimensionen sowohl das Gewicht des Rades wie auch dessen Oberfläche in bestimmtem Zusammenhange stehen. Da nun ein vergrößertes Radgewicht vermehrte Zapfenreibungen und eine größere Oberfläche auch größere Widerstände in dem das Rad umgebenden Mittel zur Folge hat, so ergiebt sich hieraus, dafs es in jedem Falle eine gewisse Grenze für die Größe des Rades bezw. des Querschnittes F geben mufs, über welche hinaus der Nachtheil der vermehrten Widerstände den Vortheil überwiegt, der durch eine weitere Ermäßigung der Austrittsgeschwindigkeit c_a erzielbar sein möchte.

Digitized by Google

Mit Rücksicht hierauf pflegt man denn auch bei allen wirklichen Turbinenausführungen eine gewisse erfahrungsmäßig festgestellte Größe der Austrittsgeschwindigkeit für das Wasser zuzulassen, z. B. findet man meistens bei gut ausgeführten Anlagen, dafs das Wasser mit einer absoluten Geschwindigkeit c_a aus dem Rade tritt, welche etwa $^1/_4$ derjenigen Geschwindigkeit beträgt, die dem Wasser durch das ganze vorhandene Gefälle h ertheilt werden kann, so dafs man also unter dieser Voraussetzung

$$c_a = \frac{1}{4}\sqrt{2gh}, \text{ oder } \frac{{c_a}^2}{2g} = \frac{h}{16} = 0{,}0625\,h$$

hat. In diesem Falle wird also dem Rade vermöge der Geschwindigkeit des austretenden Wassers eine Arbeit entzogen, welche sich zu $6^1/_4\,\%$ der ganzen vorhandenen Leistung beziffert. Es ist klar, dafs man je nach den Umständen von diesem Werthe nach der einen oder anderen Seite hin abweichen wird, z. B. kann man bei hohen Gefällen h und den damit meist verbundenen geringen Wassermengen Q eine geringere Austrittsgeschwindigkeit c_a wählen, welche etwa nur $5\,\%$ des Gefälles repräsentirt, da in solchen Fällen die Abmessungen der Räder meist immer noch nicht unmäßig groß werden. Andererseits wird man bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen zur Vermeidung unpraktisch großer Räder auch wohl vermöge einer größeren Austrittsgeschwindigkeit einen größeren Arbeitsbetrag von 7 bis $8\,\%$ opfern, so dafs man als praktische Regel etwa

$$\frac{{c_a}^2}{2g} = 0{,}05\,h \text{ bis } 0{,}08\,h$$

annehmen darf. Die meisten zweckmäßig angeordneten Turbinen sind innerhalb der Grenzen dieser Regel ausgeführt.

Es wurde schon oben angegeben, dafs die aus der Formel $c_a = \frac{Q}{F}$ bestimmte Geschwindigkeit c_a rechtwinklig zu dem Querschnitte des Rades an der Austrittsstelle angenommen werden mufs, denn es ist ohne Weiteres klar, dafs bei einer

Digitized by Google

schief gegen die Austrittsfläche F eines Kanals DD_1, Fig. 11, gerichteten absoluten Austrittsgeschwindigkeit wie AB nur die zu DD senkrechte Komponente $AC = AB \cos \varphi$ thatsächlich auf Durchführung des Wassers durch den Querschnitt $F = DD_1$ wirkt, während die in F hineinfallende Komponente $AE = AB \sin \varphi$ darauf ganz ohne Einfluſs ist. Hieraus folgt dann weiter, daſs man immer die Anordnung so zu treffen hat, daſs die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers senkrecht zu der Austrittsöffnung des Rades gerichtet ist, denn jede hiergegen schief gerichtete Austrittsgeschwindigkeit kann deshalb nicht zweckmäßig genannt werden, weil mit ihr ganz ohne Grund diejenige Arbeitsleistung preisgegeben wird, welche der in die Austrittsfläche fallenden Komponente der Austrittsgeschwindigkeit zukommt. Demgemäß tritt zu den beiden im vorhergehenden Paragraphen angegebenen allgemeinen Grundbedingungen, denen jede Turbine genügen muſs, hier noch die dritte hinzu, daſs der Austritt des Wassers aus dem Rade senkrecht zu der Austrittsöffnung desselben geschehe.

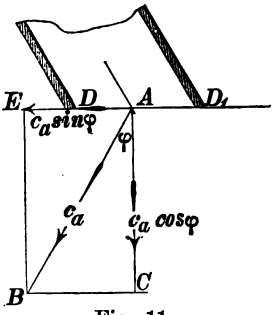


Fig. 11.

Diese drei Bedingungen des stoßfreien Wassereintritts, der stetigen Schaufelkrümmung und des normalen Wasseraustritts bilden die Grundlage für die zweckentsprechende Anordnung jeder Turbine, welche Einrichtung dieselbe sonst auch haben möge. Es dürfte aus dem Vorstehenden zwar klar, aber doch nicht unnütz sein, besonders zu betonen, daſs diese drei Grundbedingungen nicht auf Grund irgend welcher Hypothese gefunden sind, sondern sich durch einfache Schluſsfolgerungen als diejenigen ergaben, unter welchen die Verluste die möglich kleinsten werden. Denn gesetzt auch, man wollte die in § 2 gemachte Annahme

Digitized by Google

nicht zulassen, wonach die zur gestoßenen Fläche normale Geschwindigkeitskomponente durch den Stoß vollkommen aufgezehrt wird, welche Annahme jedenfalls auch nicht in aller Strenge zutreffend ist, so würde dadurch doch die Richtigkeit der beiden ersten Bedingungen nicht in Frage gestellt, da die Thatsache wenigstens unumstößlich ist, dafs mit jedem Stoße Verluste an Arbeit verbunden sind. Die dritte Bedingung des normalen Austrittes dagegen hängt mit der Stoßwirkung gar nicht zusammen und ergiebt sich ohne Weiteres.

Es mag hier bemerkt werden, dafs für den Austritt des Wassers in einigen hervorragenden Turbinentheorien nach

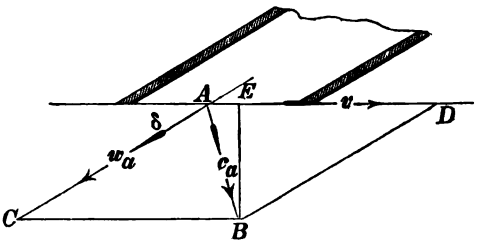


Fig. 12.

dem Vorgange Poncelet's eine andere als die hier gegebene Bedingung aufgestellt wird, obwohl die Bedingung des normalen Austritts schon seit geraumer Zeit bekannt ist und von einzelnen Autoren*) festgehalten wurde. Es möge diese etwas abweichende Behandlung hier angegeben werden. Mit Poncelet, welcher zuerst im Jahre 1838 diesen Gegenstand behandelte, geht man hierbei von der Bemerkung aus, dafs es zur vollständigen Ausnützung der im Wasser enthaltenen Arbeit geboten sei, die Austrittsgeschwindigkeit c_a gleich Null

*) Der Verfasser lernte diese Bedingung in der hier ausgesprochenen Art und mit wesentlich derselben Begründung zuerst im Jahre 1857 aus den Vorträgen seines verehrten Lehrers, des im Jahre 1882 verstorbenen Professor H. Wiebe kennen.

Digitized by Google

werden zu lassen. Da nun die absolute Austrittsgeschwindigkeit $AB = c_a$, Fig. 12, sich als die Resultirende aus der relativen Austrittsgeschwindigkeit entlang der Schaufel $w_a = AC$ und der Radgeschwindigkeit $AD = v$ ergiebt, so ist die Bedingung $c_a = AB = 0$ an die beiden anderen

$$w_a = v_a$$

und

$$\delta = 0$$

geknüpft. Die zweite dieser Bedingungen $\delta = 0$, so pflegt man weiter zu bemerken, kann man nicht erfüllen, weil sonst das Wasser nicht aus dem Rade entfernt werden könnte, man mufs sich daher damit begnügen, den Winkel δ möglichst klein zu machen. Dagegen behält man die zweite Bedingung $w_a = v$ unverändert bei, weil, wie zuweilen wohl angegeben wird, die Rechnungsausdrücke sich hierdurch vereinfachen. Es ist leicht aus der Figur zu ersehen, dafs unter diesen Annahmen, wonach $AD = AC$ und δ ein kleiner Winkel (15 bis 25°) sein soll, die Austrittsgeschwindigkeit c_a nicht senkrecht auf der Austrittsfläche stehen kann, dafs vielmehr der Winkel $DAB = 90° - \frac{\delta}{2}$ ist, folglich mit der Austrittsgeschwindigkeit AB die Komponente $AE = c_a \sin \frac{\delta}{2}$ ganz nutzlos geopfert wird. Wenn nun auch bei der Kleinheit von δ dieser Verlust in den meisten Fällen nur unerheblich sein wird, so lehrt doch die vorstehende Betrachtung, dafs die gedachte Annahme eine zweckmäßige wohl nicht genannt werden kann, besonders da dieselbe eine Vereinfachung der Rechnungsoperationen gar nicht bewirkt, wie zuweilen behauptet wird, und da die auf Grund dieser Annahme ausgeführten Rechnungen in gewissen Fällen zu wesentlich irrigen Folgerungen führen können und geführt haben, wie in dem Folgenden gezeigt werden wird (s. § 10). Im Weiteren soll daher immer die Anordnung des normalen Austritts als Grundbedingung für die Konstruktion der Turbinen angenommen werden.

Digitized by Google

Aus den obigen Betrachtungen ergiebt sich, dafs man niemals durch irgend welche Turbine die ganze, dem Wasser vermöge seines Gefälles h innewohnende Leistungsfähigkeit oder Energie nutzbar machen kann, vielmehr könnte der auszunützende Betrag selbst in dem denkbar günstigsten Falle, d. h. wenn gar keine Nebenhindernisse auftreten würden, für jedes Kilogramm Wasser höchstens den Werth

$$h - \frac{c_a^2}{2g}$$

haben, und es ließe sich daher selbst unter dieser Voraussetzung eines idealen, von allen Nebenhindernissen freien Betriebs, wie er thatsächlich natürlich niemals vorkommt, höchstens ein Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{h - \frac{c_a^2}{2g}}{h}$$

erwarten. Es möge dieser Ausdruck, welcher nach den gemachten Angaben für gewöhnlich einen zwischen 0,92 und 0,95 liegenden Werth hat, etwa als der ideelle Wirkungsgrad der Turbine (η_i) bezeichnet werden.

Es kann hier noch angeführt werden, dafs man allerdings auch versucht hat, den aus der Geschwindigkeit c_a des dem Rade entströmenden Wassers hervorgehenden Verlust noch weiter herabzuziehen, ohne dem umlaufenden Rade selbst unförmlich große Dimensionen geben zu müssen, in welcher Beziehung z. B. der Boyden'sche Diffuser zu nennen ist, doch haben derartige Einrichtungen, deren Wirkungsweise aus den späteren Ermittelungen sich erklären wird, eine nennenswerthe Verbreitung in der Praxis wohl kaum gefunden.

§ 6.

Pressung des Wassers während seiner Bewegung.

Wenn bisher immer angenommen wurde, dafs das Wasser der Schaufel oder dem Rade mit einer gewissen Eintrittsgeschwindigkeit c_e zugeführt werde, so wurde weiter keine

Digitized by Google

Rücksicht darauf genommen, in welcher Weise diese Geschwindigkeit in dem Wasser erzeugt worden ist. Selbstverständlich wird bei den Turbinen diese Geschwindigkeit durch das Gefälle h des Aufschlagwassers hervorgebracht, doch ist es keineswegs selbstverständlich, dafs die gedachte Eintrittsgeschwindigkeit c_e gleich derjenigen Fallgeschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$ sein mufs, welche der ganzen Gefällhöhe h entspricht, auch wenn man, wie dies hier zunächst geschehen

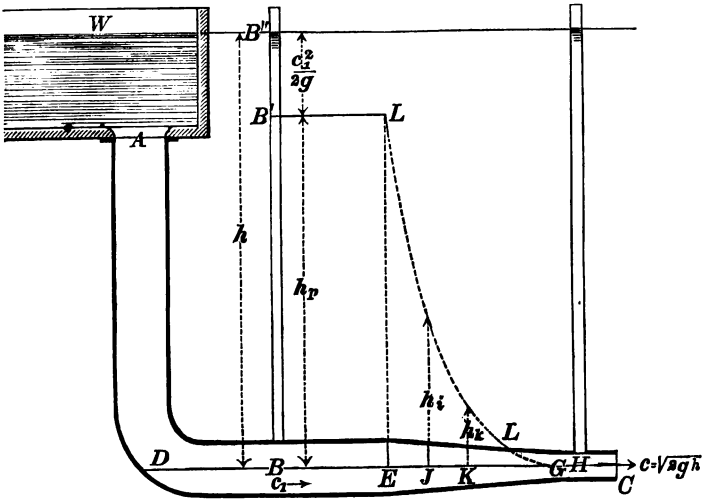


Fig. 13.

soll, von sämmtlichen Nebenhindernissen des Wassers bei seiner Zuführung absieht. Unter dieser letzten Voraussetzung kann allerdings die Eintrittsgeschwindigkeit c_e den Werth $c = \sqrt{2gh}$ erreichen, es ist dies aber nur unter ganz bestimmten Verhältnissen möglich, da im Allgemeinen diese Geschwindigkeit außer von dem Gefälle wesentlich von den Querschnitten abhängig ist, durch welche das Wasser auf seinem Wege passirt. Die Fig. 13 giebt über diese Verhältnisse in einfacher Weise Aufschlufs.

Digitized by Google

Von einem Wasserbehälter W denke man sich ein Rohr ABC abgeführt, welches in seinem vertikalen Theile AD und der horizontalen Strecke DE überall denselben Querschnitt F_1 haben soll und welches sich von E bis G allmählich bis zum Querschnitte F verengt, welchen Querschnitt das letzte Rohrstück G bis zur Mündung beibehalten möge. Denkt man sich den Wasserspiegel in W auf der konstanten Höhe h über der Axe des horizontalen Rohrs DC erhalten, so fließt unter der gemachten Voraussetzung des Wegfalls von schädlichen Bewegungshindernissen das Wasser aus dem Mundstück C mit einer Geschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$ aus, so daſs in jeder Sekunde die Wassermenge $Fc = Q$ zum Ausflusse gelangt. Da dieselbe Wassermenge auch jeden anderen Querschnitt der Zuleitung passiren muſs, so ist die Geschwindigkeit an einer Stelle B des weiteren Rohres vom Querschnitte F_1 natürlich durch

$$Q = F_1 c_1 \text{ zu } c_1 = \frac{F}{F_1} c = \frac{F}{F_1}\sqrt{2gh} = \nu\sqrt{2gh}$$

gegeben, wenn das Verhältniſs der Querschnitte $\frac{F}{F_1}$ mit ν bezeichnet wird. Das Wasser bei B hat also eine kleinere Geschwindigkeit als dasjenige bei C, obwohl es doch an beiden Orten um dieselbe Höhe h vom Wasserspiegel in W herabgefallen ist. Betrachtet man den Vorgang bei diesem Herabfallen eines Kilogramms Wasser, so ist durch die Wirkung der Schwere hierbei eine mechanische Arbeit von h Meterkilogramm verrichtet worden, und diese Arbeit wurde dazu verbraucht, um dem bei C ausströmenden Wasser eine lebendige Kraft oder eine Arbeitsfähigkeit zu ertheilen, welche genau diesem Betrage von h Meterkilogramm der zuvor von der Schwerkraft verrichteten Arbeit gleich kommt. Man pflegt hierbei zu sagen, das Wasser besitze vermöge seiner Geschwindigkeit c eine gewisse aktuelle oder kinetische Energie oder Leistungsfähigkeit, deren Maß also durch $\frac{c^2}{2g} = h$ ausgedrückt ist.

Digitized by Google

Ebenso hat natürlich das durch den Querschnitt B fließende Wasser vermöge seiner Geschwindigkeit c_1 daselbst eine kinetische Energie oder lebendige Kraft von der Größe

$$\frac{{c_1}^2}{2g} = \nu^2 h.$$

Zur Erzeugung dieser lebendigen Kraft war nur eine solche Arbeit erforderlich, wie sie durch die Wirkung der Schwerkraft auf das Kilogramm Wasser ausgeübt wurde, während dasselbe durch die Höhe $\nu^2 h$ herunterfiel; da nun aber das Wasser von W bis B um die Höhe h heruntergesunken ist, die Schwerkraft also eine Arbeit gleich h Meterkilogramm verrichtet hat, so muſs die überschüssige Arbeit im Betrage von $(1 - \nu^2)\, h$ Meterkilogramm in dem Wasser bei B noch in irgend einer Form von Energie vorhanden sein, da nach dem Grundsatz von der Erhaltung der Kraft die Energie unzerstörbar ist. Ein Kilogramm Wasser, welches in irgend einem Augenblicke die Stelle B der Röhre passirt, muſs daselbst, abgesehen von seiner Geschwindigkeit c_1, die Fähigkeit haben, eine mechanische Arbeit im Betrage gleich $(1 - \nu^2)\, h$ Meterkilogramm zu verrichten, d. h. also etwa sein eigenes Gewicht auf die Höhe von $(1 - \nu^2)\, h = h - \frac{{c_1}^2}{2g}$ Meter zu erheben.

Daſs dies der Fall ist, kann man leicht nachweisen. Setzt man nämlich an verschiedenen Stellen H, B vertikale Röhrchen, sogenannte Piezometerröhren, auf die Zuführung, so wird man finden, daſs während des Ausfließens die Röhre bei H kein Wasser enthält, wogegen bei B das Wasser sich auf eine Höhe B' erhebt, welche um die Größe $B''B' = \frac{{c_1}^2}{2g}$ unter dem Wasserspiegel in W gelegen ist. Unterbricht man den Ausfluſs durch Abschluſs der Oeffnung C, so stellt sich natürlich das Wasser in allen Röhrchen auf dieselbe Höhe wie in W.

Es folgt hieraus, daſs dem Wasser in B eine gewisse

Digitized by Google

Pressung innewohnt, welche durch die Höhe einer Wassersäule

$$h_p = B'B = h - \frac{c_1^2}{2g}$$

gemessen wird, und die in der Hydraulik mit dem Namen der hydraulischen Druckhöhe bezeichnet wird. Nennt man, wie üblich, die zur Geschwindigkeit c_1 zugehörige Fallhöhe $\frac{c_1^2}{2g} = h_{c1}$ die Geschwindigkeitshöhe, so gilt in dem vorliegenden Falle, wo die Geschwindigkeit des dem Wasserbehälter bei W zufließenden Wassers wegen der Größe dieses Behälters vernachlässigt werden kann, die Regel, daſs die hydraulische Druckhöhe h_p um die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_1^2}{2g}$ kleiner ist, als die hydrostatische Druckhöhe h.

Ein Kilogramm des durch den Querschnitt B fließenden Wassers enthält daher nach den vorstehenden Bemerkungen zwei verschiedene Energien, zunächst vermöge seiner Geschwindigkeit c_1 die kinetische Energie $\frac{c_1^2}{2g} = h_{c1}$ und daneben vermöge seiner Pressung die Energie h_p, welche man zum Unterschiede von der kinetischen seine potentielle Energie zu nennen pflegt, während dem bei C ausfließenden Wasser die ganze ihm eigenthümliche Energie in kinetischer Form im Betrage $\frac{c^2}{2g} = h$ innewohnt.

Diese Betrachtungen führen nun unmittelbar zu der Folgerung, daſs auch das in die Turbinen eintretende Wasser je nach den Querschnittsverhältnissen entweder nur mit einer gewissen Geschwindigkeit ohne Pressung*) begabt ist, wie

*) Dieser Ausdruck „ohne Pressung“, statt dessen man auch sagen könnte „ohne Ueberdruck“, ist so zu verstehen, daſs die Pressung nicht gröſser ist als die atmosphärische, welche auf der Ausflufsmündung C in derselben Weise wie auf dem Wasserspiegel W lastet.

Digitized by Google

dies bei dem aus C ausfließenden Wasser der Fall ist, oder daſs dem Wasser neben seiner Geschwindigkeit auch noch eine gewisse Pressung innewohnt, wie dies für das durch B fließende Wasser gilt. Denkt man sich etwa die Turbine so angeordnet, daſs der Eintrittsquerschnitt des Wassers in das Rad der engsten Stelle des ganzen vom Wasser durchlaufenen Weges entspricht, so wird daselbst die ganze Gefällhöhe zur Erzeugung der betreffenden Eintrittsgeschwindigkeit verwendet, und das Wasser kann nur durch Umsetzung seiner kinetischen Energie in mechanische Arbeit in der im § 4 besprochenen Weise wirken.

Wenn dagegen der Eintrittsquerschnitt des Wassers nicht die engste Stelle des ganzen Wasserlaufs vorstellt, vielmehr die Oeffnung für den Austritt des Wassers aus dem Rade kleiner ist, so wird das Wasser auf das Rad nur theilweise vermöge seiner kinetischen Energie und zum anderen Theile durch seine Pressung oder potentielle Energie wirken. Man pflegt vielfach diese beiden Wirkungsarten als die Aktionswirkung, d. h. die Wirkung vermöge der Geschwindigkeit und die Reaktionswirkung, d. i. diejenige vermöge der hydraulischen Pressung zu bezeichnen, Benennungen, auf welche im folgenden Paragraphen noch zurückgekommen werden wird. Danach unterscheidet man denn meistens die Turbinen je nach der Wirkungsweise des Wassers in Aktionsturbinen (auch wohl Druckturbinen genannt) und in Reaktionsturbinen (die dann entsprechend Ueberdruckturbinen heißen). Es ist aus dem Vorstehenden deutlich, daſs es wohl reine Aktionsräder geben kann, d. h. solche, in denen das Wasser nur vermöge seiner Geschwindigkeit wirkt, wogegen eine reine Reaktionswirkung deshalb nicht denkbar ist, weil dem Wasser zu seinem Eintritte in das Rad immer eine gewisse Geschwindigkeit c_e ertheilt werden muſs, so daſs die Pressungshöhe h_p um die zu dieser Geschwindigkeit gehörende Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_e^2}{2g}$ kleiner ist, als das vorhandene Gefälle h.

Digitized by Google

Die Art und Weise, wie das Wasser vermöge seiner Geschwindigkeit mechanische Arbeit an das Rad übertragen kann, wurde in § 4 besprochen; in welcher Weise die Pressung in Arbeit umgesetzt wird, soll den Gegenstand des folgenden Paragraphen bilden, zunächst wird es indessen nicht überflüssig sein, sich über den Verbleib der hydraulischen Pressung bei dem Ausflufsrohre $A\,D\,C$, Fig. 13, Rechenschaft zu geben.

Verfolgt man den Lauf eines Wassertheilchens auf seinem Wege durch das Rohr $B\,C$, so findet sich, dafs die Geschwindigkeit in der Strecke $D\,E$ wegen der durchweg gleichen Rohrweite überall denselben Betrag c_1 hat und daher daselbst auch überall dieselbe hydraulische Pressungshöhe $h - \frac{{c_1}^2}{2\,g}$ vorhanden ist. Auf dem Wege von E bis G dagegen wird wegen der allmählichen Querschnittsverengung eine stetige Geschwindigkeitszunahme erforderlich, welche nur durch die hinterhalb auf das Wasser wirkende hydraulische Pressung erzeugt werden kann. Die letztere wird demnach in dem Maße sich verringern, in welchem die Geschwindigkeit zunimmt, so zwar, dafs für irgend zwei Punkte J und K, in denen die Geschwindigkeiten durch c_i und c_k, sowie die hydrauliscken Druckhöhen durch h_i und h_k dargestellt sind, die Begingung gilt:

$$\frac{{c_i}^2}{2\,g} + h_i = \frac{{c_k}^2}{2\,g} + h_k = h.$$

Hat das Rohr in dem Punkte G den kleinsten Querschnitt F angenommen, so ist die hydraulische Pressung verschwunden, und das Wasser fließt nunmehr durch das cylindrische Rohrstück $G\,C$ mit der unveränderlichen Geschwindigkeit $c = \sqrt{2\,g\,h}$ ab. Würde man auf das Rohrstück $E\,G$ eine größere Anzahl von Piezometerröhren setzen, so würde das Wasser in denselben dem Vorstehenden gemäß in verschiedener Höhe stehen, so dafs die Wasserspiegel in einer gewissen krummen Linie $L\,L$ gelegen sind, welche sich bei G tan-

Digitized by Google

gential an die Röhrenaxe anschließt und bei E auf die Höhe $h_p = h - \frac{{c_1}^2}{2g}$ erhebt. Man kann daher die hydraulische Druckhöhe gewissermaßen wie ein Gefälle betrachten, unter welchem das in die Röhren eingetretene Wasser steht und welches an jeder Stelle die durch den betreffenden Querschnitt daselbst gebotene Geschwindigkeit des Wassers erzeugt.

§ 7.

Wirkung des Wassers vermöge seiner Pressung.

Es ist nunmehr leicht, die sogenannte Reaktionswirkung des Wassers in den Turbinen, d. h. die Art und Weise zu verstehen, in welcher die dem Wasser innewohnende Pressung in Arbeit umgesetzt wird. Es möge zur Erläuterung eine Axialturbine mit zwei cylindrischen Radkränzen nach Art der Fig. 1 vorausgesetzt werden, und es sei angenommen, dafs aus dieser Turbine durch zwei zur Radaxe konaxiale Cylindermäntel, welche einander sehr nahe gelegen sind, ein Element herausgeschnitten werde. Dieses ringförmige Element denken wir uns abgewickelt und in die Ebene der Zeichnung niedergelegt, wodurch die kreisförmige Bewegung irgend eines Punktes vom Rade als eine geradlinige erscheint. Vermöge dieser Annahme, welche im Folgenden bei der Betrachtung der Axialturbinen immer zu Grunde gelegt werden soll, bleibt zwar die Centrifugalkraft unberücksichtigt, welcher jedes Wassertheilchen in Folge der drehenden Bewegung mit dem Rade ausgesetzt ist, doch ist diese Vernachlässigung in dem vorliegenden Falle deswegen zulässig, weil das Wasser beim Durchgange durch das Rad seinen Axenabstand nicht ändert, daher die radial wirkende Centrifugalbeschleunigung bei den Axialturbinen ohne Einfluſs auf die relative Geschwindigkeit des Wassers ist. Bei einer Aenderung dieses Abstandes dagegen, wie solche bei allen Radialturbinen stattfindet, ist dem Einflusse der Centrifugalkraft auf die relative Wassergeschwin-

Digitized by Google

digkeit eine besondere Betrachtung zu widmen, wie dies weiter unten geschieht.

In Fig. 14 möge nun der zwischen den horizontalen Geraden $A_1 A_2$ und $F_1 F_2$ gelegene Streifen das abgewickelte Turbinenelement vorstellen, und es mögen darin R die Durchschnitte durch die zwischen den Radkränzen befindlichen Radschaufeln sein. In gleicher Art seien durch L die Schnitte mit den in dem Leitapparate angebrachten Leitschaufeln dargestellt, welche, oberhalb vertikal beginnend, das senkrecht niederfallende Wasser durch allmähliche Ab-

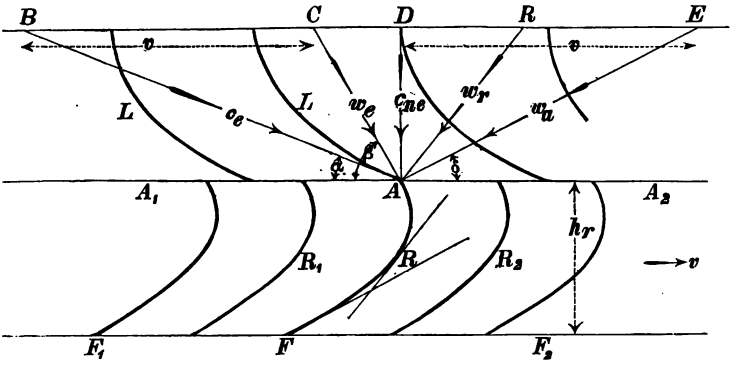


Fig. 14.

lenkung in einer Richtung BA aus dem Leitapparate aus- und in das Laufrad einführen, welche Richtung tangential an das Endelement der Leitschaufeln anzunehmen ist. Es möge diese Eintrittsgeschwindigkeit c_e, welche mit dem Radumfange $A_1 A_2$ den Winkel $BAA_1 = \alpha$ bildet, auch ihrer Größe nach durch die Strecke BA dargestellt sein, und es sei dem ersten Elemente der Radschaufel die Richtung CA unter dem Neigungswinkel $\beta = CAA_1$ gegen die Radbewegung gegeben. Nach § 4 muſs dann, um den Eintritt des Wassers in das Rad ohne Stoß zu bewirken, der Radumfang in A mit einer Geschwindigkeit $v = BC$ sich bewegen, welche sich einfach dadurch ergiebt, daſs man durch B eine mit der Radbewegung

Digitized by Google

$A_1 A_2$ parallele, also horizontale Gerade legt. Dieselbe schneidet dann auf der an die Radschaufel in A tangentialen Richtung in $CA = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit ab, mit welcher das Wasser seine Bewegung auf der Radschaufel beginnt.

Es möge nun hier und im Folgenden zunächst eine verschwindend geringe Dicke der Radschaufeln wie der Leitschaufeln vorausgesetzt werden, indem der Einfluſs der wirklichen Schaufeldicken später eingehend untersucht werden soll, so daſs also durch die Schaufelstärken eine Verengung des Querschnitts an keiner Stelle hervorgerufen wird. Unter dieser Voraussetzung ist der ganze ringförmige Eintrittsquerschnitt des betrachteten Turbinenelementes, dessen mittlerer Halbmesser r und dessen sehr geringe Breite b sein mag, durch $2\pi r b$ ausgedrückt. Wenn dieser Radöffnung, welche in der Figur in die Gerade $A_1 A_2$ sich projicirt, ringsum das Wasser unter dem Winkel α mit der Geschwindigkeit $c_e = BA$ zugeführt wird, so bestimmt sich das in jeder Sekunde eintretende Wasser Q als das Produkt aus der gedachten Oeffnung $2\pi r b$ und der dazu normalen Geschwindigkeitskomponente $DA = c_e \cos\alpha = c_{ne}$. Da nun der zur Axe senkrechte Querschnitt des betrachteten Turbinenringes in jeder Höhe, z. B. in $R_1 R_2$ und auch am unteren Rande $F_1 F_2$ dieselbe Größe $2\pi r b$ hat, so muſs auch das hindurchtretende Wasser überall dieselbe axiale Geschwindigkeitskomponente $c_e \cos\alpha = DA$ haben, wenn überall eine vollständige Ausfüllung der Radkanäle durch das Wasser vorausgesetzt wird, eine Voraussetzung, für deren Gültigkeit die Bedingung sich sogleich finden wird. Das Wasser hat also bei seinem Durchgange durch den Turbinenring an jeder Stelle, z. B. in R, eine Geschwindigkeit, deren axiale Komponente gleich DA ist, und hieraus folgt unmittelbar, daſs man die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen die Schaufel in dem Punkte R erhält, sobald man von A aus den Strahl AR parallel zur Tangente an die Schaufelkurve in R legt; die Strecke RA giebt dann die relative Geschwindigkeit w_r in R. In der-

Digitized by Google

selben Art liefert $EA = w_a$ die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Endelement der Schaufel bei F verläfst, wenn man AE parallel zu der Schaufeltangente in F zieht. Nun ist aber nach der in § 5 angegebenen Bedingung die Anordnung so zu treffen, dafs die absolute Austrittsgeschwindigkeit senkrecht zur Austrittsöffnung steht, woraus weiter folgt, dafs EA zusammen mit der Radgeschwindigkeit v eine vertikale Resultirende ergeben mufs: mit anderen Worten, der Abstand E von D mufs gleich v gewählt werden. Vermöge dieser Bedingung erhält man also für jede Axialturbine, für welche die Neigung α des eintretenden Wassers und diejenige β des ersten Radschaufelelementes gegen den Radumfang gegeben sind, unmittelbar die Neigung $\delta = EAA_2$ des letzten Radschaufelelementes, wenn man an die Vertikallinie DA von D aus eine Strecke DE anträgt, welche gleich der durch $BC = v$ bestimmten Radgeschwindigkeit ist.

Aus der vorstehend angegebenen Konstruktion folgt zunächst, dafs das mit einer relativen Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$ in das Rad geführte Wasser das erstere mit einer relativen Austrittsgeschwindigkeit $w_a = EA$ verlassen mufs; es ist daher die relative Geschwindigkeit $w_e = CA$ während des Durchgangs in diejenige $w_a = EA$ umzuändern. In § 4 wurde aber gezeigt, dafs eine solche Veränderung der relativen Geschwindigkeit nur durch die Einwirkung äufserer Kräfte geschehen kann, so dafs also auch in dem vorliegenden Falle solche Kräfte thätig gewesen sein müssen, und zwar müssen in dem Falle der Figur, für welchen w_a gröfser ist als w_e, diese Kräfte beschleunigend gewirkt haben. Beim Durchgange des Wassers durch das Rad wirkt nun zunächst auf das erstere die Schwerkraft beschleunigend ein, und zwar verrichtet dieselbe für jedes Kilogramm Wasser während des Herabfallens desselben um die Radhöhe h_r zwischen $A_1 A_2$ und $F_1 F_2$ eine Arbeit von h_r Meterkilogrammen. Da nun in den meisten Fällen diese Radhöhe h_r nur einen geringen Theil der ganzen Gefällhöhe h ausmacht, so wird diese Arbeit h_r auch in der Regel nicht genügen, um die Geschwindigkeit w

Digitized by Google

auf diejenige w_a zu erhöhen, wozu bekanntlich für jedes Kilogramm Wasser die mechanische Arbeit $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$ erfordert wird. Es gehört in solchem Falle daher noch ein anderer Theil des Gefälles h dazu, die Geschwindigkeit in dem angegebenen Maße zu erhöhen, und dieses Gefälle kann nur durch eine bestimmte, dem Wasser beim Eintritte in das Rad innewohnende hydraulische Pressung dargestellt werden. Bezeichnet man die dieser Pressung zugehörige Wassersäulenhöhe mit h_p, so hat man für dieselbe nach dem soeben Bemerkten die Beziehung

$$h_p + h_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$$

als die Grundgleichung für die Wirkung des Wassers. Man erkennt nun leicht, dafs diese Höhe $h_p + h_r$ von der ganzen Gefällhöhe h sich genau um die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_e^2}{2g}$ unterscheiden wird, so dafs man also

$$h = \frac{c_e^2}{2g} + h_p + h_r = \frac{c_e^2}{2g} + h_\rho$$

hat, wenn man $h_p + h_r = h_\rho$ setzt. Man hat sich daher den Vorgang in jeder Turbine so vorzustellen, dafs von dem gesammten zur Wirkung kommenden Gefälle h ein gewisser Theil $\frac{c_e^2}{2g}$ zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c_e aufgewendet wird, bevor das Wasser in das Rad gelangt, während der andere Theil $h - \frac{c_e^2}{2g}$ theils als hydraulische Druckhöhe, theils als Radgefälle auf Beschleunigung des Wassers wirkt, während dasselbe im Rade verweilt, und es ergiebt sich leicht, dafs das gegenseitige Verhältnifs dieser beiden Theile sich in jedem einzelnen Falle den Verhältnissen der Turbine, d. h. den Winkeln α und β entsprechend ohne weiteres Zuthun von selbst regelt. Wie man mit Rücksicht hierauf für ein gegebenes Gefälle die einzelnen Geschwindig-

Digitized by Google

keiten in einfacher Art finden kann, soll weiter unten näher besprochen werden, hier wird es aber nicht überflüssig sein, über die gedachte Wirkung des Wassers durch seine Pressung einige allgemeinere Bemerkungen anzuschließen.

Wie schon bemerkt, belegt man vielfach diese Wirkung des Wassers mit dem Namen der Reaktionswirkung und bezeichnet im Gegensatze hierzu die vermöge der Eintrittsgeschwindigkeit c_e abgegebene Leistung als eine Aktionswirkung. Ueber das eigentliche Wesen der Reaktionswirkung in den Turbinen findet man nun nicht nur unter den ausführenden Ingenieuren, sondern mehrfach auch in renommirten Turbinentheorien unrichtige Ansichten, von denen hier zum Beweise dieser Behauptung nur eine angeführt werden soll, welche in einer namhaften Turbinenlehre sich vorfindet und daraus in Form eines Citates in ein größeres sehr verbreitetes Werk über Maschinen übergegangen ist. Die betreffende Stelle lautet wörtlich wie folgt: „Bedenkt man, dafs bei den Druckturbinen der ganze zu Gebote stehende Druck des Wassers in Geschwindigkeit umgewandelt und wieder zum größten Theil in nutzbaren Druck gegen die Radschaufeln zurück verwandelt wird, und erwägt man, dafs eine jede solche Umwandlung nicht ohne innere Arbeit oder Verlust an mechanischer Kraft des Wassers vor sich geht, so wird man den Reaktionsturbinen in dieser Hinsicht den Vorzug einräumen, da bei denselben nur ein Theil des Gefälldruckes jener zweimaligen Umwandlung unterworfen ist, während der andere Theil direkt an dem auf die Schaufeln in deren Bewegungsrichtung wirkenden Gesammtdruck Antheil nimmt.“ Es sind besonders die letzten, hier gesperrt gedruckten Zeilen, gegen welche sich die gewichtigsten Bedenken erheben müssen. Hiernach soll ein gewisser Theil des Gefälldruckes direkt auf die Schaufeln in deren Bewegungsrichtung wirken, ohne zuvor in Geschwindigkeit umgewandelt worden zu sein. Es kann durch diese nicht ganz zweifellose Fassung doch wohl nicht eine ähnliche Wirkung gemeint sein, wie sie etwa durch den Druck des Wassers gegen den Kolben einer Wassersäulen-

Digitized by Google

maschine in dessen Bewegungsrichtung ausgeübt wird, denn diese letztere Wirkung ist nur dadurch möglich, das das Wasser einen gleich starken Gegendruck gegen den festgehaltenen Cylinderdeckel ausüben kann. Dagegen aber sind in einem Turbinenkanale die beiden begrenzenden Schaufelflächen fest mit einander verbunden, so dafs eine in diesem Kanale vorhandene Pressung auf die eine konvexe Kanalwand nach dem Grundsatze von der Gleichheit der Wirkung und Gegenwirkung genau ebenso stark der Bewegung entgegenwirkt, wie sie auf die konkave Schaufelfläche im Sinne der Bewegung agirt. Eine Umsetzung der Pressung in Arbeit kann vielmehr hier, im Gegensatze zu der angeführten Behauptung, auch nur durch vorherige Geschwindigkeitserzeugung der Wassermasse geschehen, und es sind daher mit dieser Geschwindigkeitserzeugung auch diejenigen Arbeitsverluste verbunden, welche von einer solchen Umwandlung unzertrennlich sind, so dafs der an der angezogenen Stelle gerühmte Vorzug der Reaktionsturbinen gegenüber den Druckturbinen in der That nicht vorhanden ist. Ein besonderer Hinweis gerade auf diesen Punkt erschien hier nur als eine Forderung der Billigkeit gegen diejenigen Ingenieure, welche vorzugsweise Aktionsturbinen ausführen.

Es dürfte zwar durch die vorangegangenen Erörterungen die Frage, wie man sich die Reaktionswirkung zu denken hat, klargestellt sein, es möge aber bei der ungemeinen Wichtigkeit dieses Punktes hier gestattet sein, das einschlägliche Verhalten an einem zwar vulgären, dafür aber bezeichnenden Beispiele noch näher zu erläutern.

Man denke sich in einer nicht bespannten Kutsche sitzend, stemme die Füße gegen den Kutscherbock und lehne den Oberkörper fest gegen das Rückenpolster. Selbstredend wird der Wagen sich nicht von der Stelle bewegen, wie kräftig man auch die Schenkel auszustrecken strebt und wie gering auch der Widerstand der Räder auf der etwa vorausgesetzten glatten Granitbahn sein mag. Es gehört zur Rückwärtsbewegung des Wagens ebenso der feste Punkt außerhalb des letzteren, gegen

Digitized by Google

welchen die Füße sich stützen können, wie der festgeschraubte Cylinderdeckel bei der Wassersäulenmaschine nöthig ist. Man denke sich jetzt aber, der Kutscherbock sei nicht fest mit dem Wagenuntergestell verbunden, sondern nur lose verschiebbar darauf gesetzt. Ein Ausstrecken der Schenkel wird jetzt den Kutscherbock nach vorn hinunterschieben, während der Wagen durch den Rückdruck des Oberkörpers gegen das Rückenpolster nach hinten ausweicht. Es verhält sich ähnlich bei den Turbinen, wo die Pressung des Wassers der Muskelkraft in diesem Beispiele entspricht, während das Wasser dabei in ähnlicher Art gewaltsam zu der Radöffnung hinausgedrückt werden mufs, wie in diesem Beispiele der Kutscherbock nach vorn abgeschoben wird. Man kann den Vergleich noch weiter ausdehnen, indem man bemerkt, dafs wie bei dem Gleiten des Kutschersitzes auf dem Wagengestelle gewisse Reibungswiderstände auftreten, welche aus der relativen Verschiebung beider entstehen, in gleicher Weise auch bei der relativen Bewegung des Wassers durch die Radkanäle entsprechende Reibungswiderstände überwunden werden müssen. Es dürfte hiernach wohl zur Genüge erläutert sein, dafs die oben angeführte Ansicht über die Reaktionswirkung nicht zutreffend ist. Das angeführte Beispiel zeigt auch, dafs die gebräuchliche Bezeichnung der gedachten Wasserwirkung als Reaktion nicht so unpassend gewählt ist, wie man zuweilen meint, wenn behauptet wird, mit dieser Bezeichnung könne man wohl bei dem Segner'schen Wasserrade oder allenfalls den schottischen Turbinen eine bestimmte Vorstellung verbinden, nicht aber bei den gewöhnlichen Turbinen. Denn wie in dem Beispiele die Bewegung des Wagens durch den Rückdruck des Rückens gegen das Rückenpolster hervorgebracht wird, so ist auch bei den Turbinen die rückwirkende Pressung gegen die Schaufelfläche die treibende Kraft, weshalb man diese Wirkung auch als Reaktion bezeichnet hat. Eine andere Frage freilich ist die, ob diese Benennung eine glückliche ist, und es scheint nach den unklaren Begriffen, welche man nur zu häufig mit diesem Worte in Verbindung gebracht

Digitized by Google

sieht, fast so, als wenn die Bezeichnung Reaktion nicht gerade viel zur Klärung beigetragen hätte. Da diese Bezeichnung aber einmal allgemeine Anwendung gefunden hat, so ist sie auch in der Folge mehrfach gebraucht worden, jedoch ist ebenfalls an verschiedenen Stellen die gedachte Wirkung des Wassers als eine solche durch Pressung bezeichnet, nicht aus der Sucht, neue Namen zu schaffen, sondern hauptsächlich aus dem Grunde, weil auch bei den Kreiselpumpen ein ganz ähnliches Verhalten, insbesondere ein ähnlicher Unterschied zwischen der Wirkung durch die Geschwindigkeit und der durch Pressung besteht, die letztere aber hierbei füglich nicht als eine Reaktionswirkung bezeichnet werden kann.

Es mufs hier noch auf ein Verhalten des Wassers in den Turbinen besonders aufmerksam gemacht werden, welches wesentlich verschieden ist, je nachdem das in die Turbine eintretende Wasser einer hydraulischen Pressung unterworfen ist oder nicht. Es ist nämlich klar, dafs im ersten Falle, d. h. beim Vorhandensein einer hydraulischen Pressung, also bei den Reaktionsrädern, das Wasser die Radkanäle vollständig erfüllen wird, da es vermöge dieser Pressung das Bestreben hat, sich nach allen Seiten hin auszubreiten, etwa in derselben Art, wie es bei der Rohrleitung in Fig. 13 an der weiteren Stelle *B* das Bestreben hat, in die Piezometerröhre einzutreten. Bei den reinen Aktionsturbinen, oder allgemeiner, bei denjenigen, bei welchen das Wasser ohne hydraulische Pressung in das Rad eintritt, wird dagegen der aus einer Leitzelle austretende Wasserkörper in derselben Art als ein in sich geschlossener Strahl aus dem Leitapparate aus- und durch das Laufrad hindurchtreten, wie dies etwa bei dem aus dem Mundstücke einer Feuerspritze tretenden Strahle der Fall ist. Das Wasser wird daher bei solchen Turbinen im Allgemeinen in Form eines nur die konkave Schaufelfläche berührenden Strahls durch das Rad passiren, wie dies aus den weiter unten folgenden Bemerkungen sich ergeben wird. Mit Rücksicht hierauf hat man wohl (Fink) die Aktions- oder Druckturbinen als Strahlturbinen und

Digitized by Google

die Reaktionsräder dagegen als Vollturbinen bezeichnet, obwohl der letztere Ausdruck meistens für die ringsum beaufschlagten Räder im Gegensatze zu den nur theilweise beaufschlagten sogenannten Partialturbinen gilt.

§ 8.

Diagramm für Axialturbinen.

Nunmehr ist es leicht, aus einer einfachen Zeichnung alle Geschwindigkeitsverhältnisse einer Axialturbine zu entnehmen. Es sei zu dem Ende wieder ein durch zwei parallele, einander sehr nahe gelegene Cylindermäntel begrenztes ringförmiges Turbinenelement vorausgesetzt, und vorerst wieder von der Stärke der Leit- und Radschaufeln, sowie von den Nebenhindernissen der Reibung des Wassers in den Kanälen abgesehen. Ist BA (Fig. 15) wieder die Richtung des aus dem Leitrade unter dem Winkel $BAA_1 = \alpha$ gegen die Radöffnung $A_1 A_2$ austretenden Wassers und stellt $BA = c_e$ nach einem vorläufig ganz beliebigen Maßstabe die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade vor, so erhält man bei der Neigung CA des ersten Radschaufelelements nach dem Vorstehenden in $BC = v$ die Radgeschwindigkeit in dem getroffenen Punkte A und in $DA = c_{ne}$ die normale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad, sobald man durch B eine horizontale und durch A eine vertikale Linie Linie legt. Ebenso wurde gezeigt, daſs die Neigung $\delta = EAA_2$ des letzten Schaufelelementes F gegen den Radumfang durch EA gefunden wird, wenn man $DE = BC = v$ macht. Vermäge dieser Anordnung ist den Bedingungen des stoßfreien Wassereintritts und des normalen Austritts genügt, und man hat zum Zwecke des korrekten Wasserdurchgangs der Radschaufel nur irgend eine stetig gekrümmte Form AJF zu geben, welche in A tangential an die Richtung CA angeschlossen ist, und deren Tangente in F parallel zu EA ausfällt. Ueber die Form dieser Kurve läſst sich aus allgemeinen

Digitized by Google

Gründen etwas Näheres nicht angeben, und wenn in Wirklichkeit verschiedene nach den vorstehenden Angaben angeordnete Schaufelformen ihrem Zwecke verschieden gut genügen werden, so liegt dies nur darin, dafs die Nebenhindernisse der Reibung von dieser Form abhängen und daher auch nur diese Hindernisse bei der Feststellung der Form in Betracht kommen können. Vor der Hand sollen die

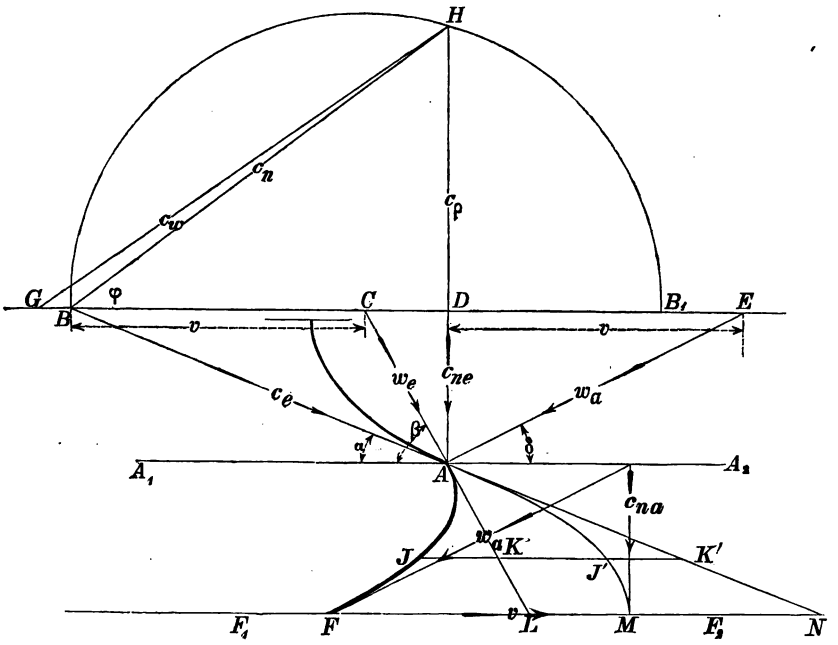


Fig. 15.

schädlichen Widerstände unbeachtet gelassen werden, und an einer weiter unten folgenden Stelle etwas Näheres über die zweckmäßig für die Schaufelkurven anzunehmende Form angeführt werden. Vermöge der angegebenen Konstruktion wird das Wasser, welche Schaufelform man auch zu Grunde legen möge, seinen absoluten Weg durch das Rad in einer gewissen Kurve $AJ'M$ durchlaufen, welche sich in A tangential an BA anfügt und irgendwo in M vertikal endigt. Man

Digitized by Google

kann diesen absoluten Wasserweg aus der zu Grunde gelegten Schaufelkurve, die als der relative Wasserweg anzusehen ist, jederzeit leicht bestimmen, denn zieht man irgendwo zwischen $A_1 A_2$ und $F_1 F_2$ eine horizontale Gerade JJ', so hat man nur nöthig, die Strecke KJ von K' als $K'J'$ anzutragen, um in J' denjenigen Punkt des absoluten Wasserwegs zu erhalten, welcher dem Schaufelpunkte J entspricht. Die Richtigkeit hiervon ergiebt sich leicht aus der Betrachtung, daſs eine gerade Schaufel von der Stellung AL einem absoluten Wasserwege nach der Geraden AN entspricht, so daſs die Abweichung der wirklichen Schaufel von der Geraden um KJ eine gleiche Abweichung in Bezug auf den absoluten Wasserweg von der Geraden AN zur Folge hat. Man kann selbstverständlich auch von einem gewissen absoluten Wasserwege ausgehen, welcher den Bedingungen genügt, aus der Richtung BA des eintretenden Wassers durch eine stetige Kurve in die vertikale Richtung an irgend welcher Stelle M des Austrittsumfanges überzugehen, und man kann dann rückwärts aus diesem absoluten Wasserwege die zugehörige Schaufelform entwerfen, wie dies in einigen Turbinenlehren auch empfohlen wird.

Das mit der relativen Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$ in das Rad gelangende Wasser muſs nach dem vorigen Paragraphen durch die Wirkung der Reaktionsdruckhöhe $h_\rho = h_p + h_r$ derart beschleunigt werden, daſs es die relative Austrittsgeschwindigkeit $w_a = EA$ erlangt. Hierzu gehört daher eine Druckhöhe

$$h_\rho = h_p + h_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{EA^2 - CA^2}{2g}$$

Es empfiehlt sich für die graphische Darstellung, nicht mit den einzelnen Gefällhöhen wie h, h_ρ etc., sondern mit den diesen Gefällen zugehörigen Geschwindigkeiten $\sqrt{2gh}$, $\sqrt{2gh_\rho}$ etc. zu operiren, da diese Geschwindigkeiten, wie sich zeigen wird, sämmtlich in sehr einfacher Weise aus dem Diagramm entnommen werden können. Demgemäß möge in

Digitized by Google

der Folge der Kürze wegen die Bezeichnung Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ für diejenige Geschwindigkeit $c_\rho = \sqrt{2\,g\,h_\rho}$ gebraucht werden, welche dem durch Reaktion wirkenden Gefälle $h_\rho = h_p + h_r$ zugehört. Diese Reaktionsgeschwindigkeit bestimmt sich daher nach obiger Gleichung zu

$$c_\rho^2 = 2\,g\,h_\rho = w_a^2 - w_e^2 = EA^2 - CD^2$$
$$= ED^2 - CD^2 = v^2 - t^2$$

wenn man $CD = t$ setzt. Dieser Ausdruck wird leicht gefunden, wenn man um C als Mittelpunkt mit dem Halbmesser $BC = v$ einen Halbkreis beschreibt, man hat alsdann

$$HD^2 = BD \,.\, B_1 D = (v + t)(v - t) = v^2 - t^2,$$

d. h. also, der Abschnitt HD auf der Vertikallinie durch D stellt nach dem für die Geschwindigkeiten zu Grunde gelegten Maßstabe die Reaktionsgeschwindigkeit $c_\rho = \sqrt{2\,g\,h_\rho}$ vor.

Der Maßstab war, wie oben bemerkt, vorläufig ein ganz beliebiger, man findet die wirklichen Geschwindigkeiten nun aber in jedem besonderen Falle leicht wie folgt. Die ganze thatsächlich zur Wirkung kommende Gefällhöhe sei mit h_w bezeichnet, wobei vorausgesetzt werden soll, dafs h_w um denjenigen Betrag h_z kleiner sei als die ganze zur Verfügung stehende Gefällhöhe h, welcher durch die Nebenhindernisse des Wassers beim Durchgange durch die ganze Turbine vom Oberwasserspiegel bis zum Unterwasser aufgezehrt wird, so dafs man

$$h_w = h - h_z$$

hat. — Hierin entspricht die Verlusthöhe h_z nur den hydraulischen Widerständen der Bewegung des Wassers, nicht der Zapfenreibung und dem Reibungswiderstande des umlaufenden Rades in dem umgebenden Mittel. Ueber die Ermittelung eines angenäherten Werthes für die in Verlust gerathende Gefällhöhe h_z wird weiter unten ein Näheres angegeben werden, vorläufig genüge die Bemerkung, dafs man bei praktischen Ausführungen nicht weit fehl greift, wenn man h_z zwischen

Digitized by Google

10 und 15% der Gefällhöhe, also h_w zu $0{,}90\,h$ bis $0{,}85\,h$ annimmt. Da diese Höhe h_z durch innere Widerstände aufgezehrt wird, dieselbe also überhaupt nicht zur Geschwindigkeitserzeugung verwendet oder überhaupt nicht wirksam gemacht wird, so möge für die verbleibende thatsächlich zur Wirkung kommende Gefällhöhe im Folgenden kurzweg die Bezeichnung wirksames Gefälle h_w gewählt werden, und dem entsprechend sei unter der wirksamen Geschwindigkeit die Größe $c_w = \sqrt{2\,g\,h_w} = \sqrt{2\,g\,(h - h_z)}$ verstanden. Hier möge nur beiläufig bemerkt werden, dafs bei den reinen Aktionsturbinen die Verlusthöhe h_z sich nur auf die Widerstände bezieht, welche das Wasser bis zu seinem Eintritte in das Rad findet, da hierbei nur diese Höhe nicht zur Geschwindigkeitserzeugung verwendet wird, indem die im Rade selbst auftretenden Widerstände bei den Aktionsturbinen auf Kosten der Geschwindigkeit des Wassers und nicht wie bei den Reaktionsturbinen auf Kosten der Pressung überwunden werden. Dieser Zusammenhang wird später besser deutlich werden.

Die Betrachtung der Fig. 15 zeigt nunmehr, dafs das wirksame Gefälle h_w einestheils dazu dient, die Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = BA$ zu erzeugen, und dafs der übrig bleibende Theil gerade hinreichen mufs, eine Geschwindigkeit $c_\rho = HD$ hervorzurufen. Demgemäß hat man, wenn $GD = BA$ gemacht wird,

$$h_w = \frac{c_e^2}{2\,g} + \frac{c_\rho^2}{2\,g} = \frac{BA^2 + HD^2}{2\,g} = \frac{GD^2 + HD^2}{2\,g}$$
$$= \frac{GH^2}{2\,g} = \frac{c_w^2}{2\,g}.$$

Hieraus erkennt man also, dafs man die Größe der dem wirksamen Gefälle h_w zugehörigen wirksamen Geschwindigkeit in der Figur durch die Länge der Hypotenuse GH eines rechtwinkligen Dreiecks erhält, dessen eine Kathete die Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = BA = GD$ und dessen andere Kathete die Reaktionsgeschwindigkeit $c_\rho = HD$ ist.

Digitized by Google

Man hat also nunmehr für das zuvörderst in ganz beliebiger Größe gezeichnete Diagramm der Fig. 15 einen solchen Maßstab anzuwenden, daſs die gefundene Strecke GH nach demselben gleich der wirksamen Geschwindigkeit $c_w = \sqrt{2\,g\,h_w}$ ist. Wäre z. B. für eine Turbine $h = 5$ m gegeben, und würde man unter Berücksichtigung der Verhältnisse etwa $h_w = 0{,}88\,h = 4{,}40$ m annehmen, so hätte man für das Diagramm einen Maßstab anzuwenden, nach welchem die Strecke GH gleich $\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 4{,}4} = 9{,}291$ m ist. Die Figur läſst auch direkt erkennen, welche Arbeit von dem Wasser an das Rad abgegeben wird, sowie, in welchen Beträgen diese Arbeit vermöge der Aktionswirkung und vermöge der Reaktionswirkung ausgeübt wird. Von der dem Wasser zufolge der Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = BA$ innewohnenden lebendigen Kraft geht offenbar derjenige Theil für die Nutzwirkung des Rades verloren, welcher der axialen Eintrittsgeschwindigkeit $c_{ne} = DA$ zugehört, da das Wasser wegen der überall gleichen Querschnitte auch mit dieser absoluten Geschwindigkeit $c_{na} = c_{ne}$ aus dem Rade tritt. Es wird daher von dieser lebendigen Kraft nur der der horizontalen Komponente BD zugehörige Antheil als nützliche Arbeit an das Rad übertragen. Dagegen wird die ganze, der Reaktionsdruckhöhe h_ρ entsprechende Arbeit nutzbar gemacht, und man erkennt daher, daſs das nutzbare Gefälle h_n durch

$$h_n = \frac{BD^2 + HD^2}{2\,g} = \frac{BH^2}{2\,g} = \frac{c_n{}^2}{2\,g}$$

gefunden wird, d. h. die Diagonale BH giebt nach dem zu Grunde gelegten Maßstabe diejenige Geschwindigkeit c_n an, welche durch das wirklich ausgenutzte Gefälle erzeugt werden kann. Es folgt hieraus auch von selbst, daſs die horizontale Geschwindigkeitskomponente $BD = c_e \cos\alpha$ derjenigen Gefällhöhe entspricht, welche durch Aktion in nützliche Arbeit verwandelt wird, ebenso wie $HD = c_\rho$ die zu der Reaktionsdruckhöhe zugehörige Geschwindigkeit bedeutet. Man kann demgemäß diese Geschwindigkeit BD etwa als

Digitized by Google

die Aktionsgeschwindigkeit c_a bezeichnen, welche dem Aktionsgefälle $h_a = \frac{c_a^2}{2g}$, d. h. dem durch Aktion wirksam gemachten Gefälle zugehört.

Man spricht bei Turbinen öfter von dem Reaktionsverhältnisse oder dem Reaktionsgrade und versteht darunter meist das Verhältnifs der dem Wasser beim Eintritt in das Rad zugehörigen hydraulischen Druckhöhe zum ganzen Gefälle, zuweilen auch das Verhältnifs der Eintrittsgeschwindigkeit c_e zu der dem ganzen Gefälle h zugehörigen Endgeschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$. Im Folgenden soll unter dem Reaktionsverhältnisse oder Reaktionsgrade immer das Verhältnifs verstanden werden, in welchem die durch Reaktion auf das Rad übertragene Arbeit zu der ganzen überhaupt erzeugten Nutzleistung steht, weil diese Bedeutung dem Sinne des gebrauchten Wortes wohl am nächsten liegen dürfte. Hiernach erhält man den Reaktionsgrad nach der Figur zu

$$\varepsilon = \frac{h_\rho}{h_n} = \frac{c_\rho^2}{c_n^2} = \frac{HD^2}{HB^2},$$

so dafs also auch $\sin\varphi = \sqrt{\varepsilon}$ gesetzt werden kann.

Da das Diagramm Fig. 15 nach einem ganz willkürlichen Maßstabe entworfen worden ist, und die Ermittelung aller einzelnen Geschwindigkeiten in jedem Falle, d. h. für jede beliebige Gefällhöhe h genau in der nämlichen Weise geschieht, so mufs man schliefsen, dafs eine Turbine, welche für irgend ein Gefälle h_1 in richtigen Verhältnissen entworfen ist, auch richtig für jedes andere Gefälle h_2 bleibt, wenn nur sämmtliche Geschwindigkeiten für das letztere Gefälle h_2 in dem Verhältnisse $\sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$ zu den Geschwindigkeiten bei dem Gefälle h_1 stehen.

Digitized by Google

§ 9.

Gefällmafsstab.

Das in Fig. 15 entworfene Diagramm für Axialturbinen giebt in einfacher Weise Aufschlufs über die wesentlichsten Verhältnisse dieser Räder, denn aus den Geschwindigkeiten, welche aus der Figur direkt abzugreifen sind und dem gegebenen Wasserquantum lassen sich in der weiter unten näher angegebenen Art leicht die Dimensionen, Umdrehungszahlen etc. der betreffenden Turbinen feststellen. Soweit es von Interesse ist, kann man natürlich auch für jede der einzelnen Geschwindigkeiten das zugehörige Gefälle nach der bekannten Formel $h = \frac{c^2}{2g}$ berechnen, z. B. das Reaktionsgefälle h_ρ aus c_ρ oder das nutzbare Gefälle h_n aus c_n. Bei häufigerem Vorkommen solcher Rechnungen wird man sich mit Vortheil der bekannten Tabellen bedienen können, welche für verschiedene steigend angeführte Geschwindigkeiten die zugehörigen Gefällhöhen angeben. Man kann aber auch ohne Tabellen und ohne Rechnung die zu einer bestimmten Geschwindigkeit gehörige Gefällhöhe aus der Zeichnung abgreifen, wenn man sich der folgenden Konstruktion bedient. Man zeichne über einer vertikalen Linie AK, Fig. 16, einen Halbkreis AEB mit einem Halbmesser CA, welcher nach dem für die Gefällhöhen angenommenen Maßstabe gleich der Beschleunigung der Schwere $g = 9{,}81$ m ist. Trägt man in denselben vom Scheitel A aus irgend eine nach demselben Maßstabe gemessene Geschwindigkeit c als Sehne gleich AE ein, so erhält man in der Projektion AH dieser Sehne auf den Durchmesser die zu dieser Geschwindigkeit gehörige Gefällhöhe $h = \frac{c^2}{2g}$, denn man hat nach einer bekannten Eigenschaft des Kreises $AE^2 = AH \,.\, AB$, oder $c^2 = AH \,.\, 2g$, woraus $AH = \frac{c^2}{2g} = h$ folgt. Natürlich ergiebt dieser Kreis auch umgekehrt für irgend eine von A aus auf dem Durch-

Digitized by Google

messer angetragene Fallhöhe $h = A\,H$ in der dazu gehörigen Sehne $A\,E$ die entsprechende Geschwindigkeit. Ist die einzu-

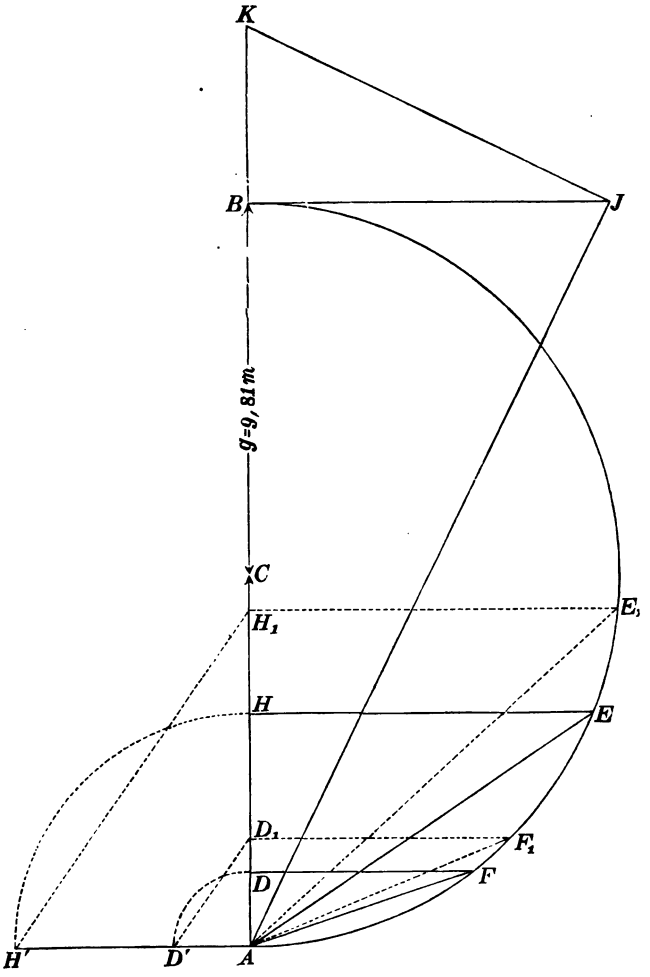


Fig. 16.

tragende Geschwindigkeit c größer als der Durchmesser $A\,B = 2\,g$, so schneidet man mit derselben von A aus in die durch B gehende Horizontale in J ein, und erhält durch die

Digitized by Google

auf AJ in J gezeichnete Senkrechte in AK die gesuchte Gefällhöhe h und umgekehrt.

Will man sich dieser Zeichnung, welche schlechtweg der Gefällmaßstab heißen möge, bedienen, um für irgend eine Turbine mit gegebenem Gesammtgefälle h oder wirksamem Gefälle h_w die einzelnen Geschwindigkeiten aus dem nach einem ganz beliebigen Maßstabe gezeichneten Diagramm der Fig. 15 zu bestimmen, so kann man, wie leicht ersichtlich ist, in folgender Art verfahren. Gesetzt, die wirksame Geschwindigkeit GH aus Fig. 15 werde in den Gefällmaßstab Fig. 16 als Sehne gleich AE_1 eingetragen; so entspricht derselben nach dem Gefällmaßstabe das Gefälle AH_1. Wenn nun aber das wirksame Gefälle der vorliegenden Turbine ein anderes, etwa dasjenige AH ist, so hat man nur die sämmtlichen Gefällhöhen in dem Verhältnisse $\frac{AH}{AH_1}$ zu reduciren. Hierzu macht man $AH' = AH$ und zieht H_1H'. Will man z. B. das Reaktionsgefälle der Turbine finden, so trägt man aus Fig. 15 die Reaktionsgeschwindigkeit DH als Sehne gleich AF_1 ein, projicirt F_1 auf den Durchmesser nach D_1 und zieht durch D_1 eine Parallele D_1D' mit H_1H'. In $AD' = AD$ erhält man alsdann das Reaktionsgefälle der Turbine und die zugehörige Sehne AF stellt die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ vor.

Man wird indessen in den meisten Fällen den Gefällmaßstab entbehren können und ebenso bequem durch einfache Rechnung zum Ziele gelangen.

§ 10.

Axialturbinen.

Aus dem Diagramm oder Geschwindigkeitspolygon Fig. 15 ergiebt sich zunächst die Bedingung für eine reine Aktionsturbine dadurch, daſs für dieselbe die Reaktionsgeschwindigkeit DH gleich Null ausfallen muſs, was der

Digitized by Google

Fall ist, wenn der Mittelpunkt C in die Mitte zwischen B und D fällt, Fig. 17, wenn also die Geschwindigkeit des Rades $v = \frac{1}{2} c_e \cos \alpha$ ist, und da in diesem Falle $c_e = c_w = \sqrt{2 g h_w}$ ist, so hat man die Umfangsgeschwindigkeit des

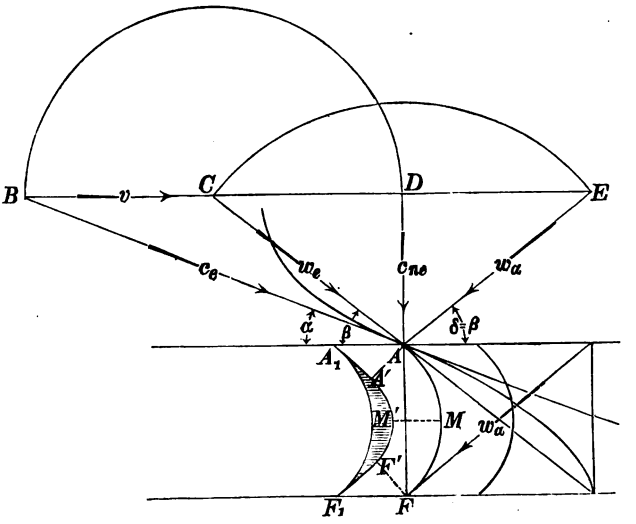


Fig. 17.

Rades bei einer reinen Aktionsturbine $v = \frac{c_w \cos \alpha}{2} = \frac{\cos \alpha}{2} \sqrt{2 g h_w} = \frac{c_n}{2}$. Für die Winkel α und β liest man aus der Figur direkt die Beziehung ab

$$\operatorname{cotg} \alpha = 2 \operatorname{cotg} \beta, \text{ oder } \operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha,$$

und der Winkel δ des letzten Schaufelelementes mit dem Radumfange ist gleich demjenigen β des Schaufelanfanges. Da hierbei eine auf Beschleunigung des Wassers während seines Durchgangs durch das Rad wirkende Reaktionsdruckhöhe nicht vorhanden ist, so mufs nach § 7, wenn von den Reibungswiderständen des Wassers in den Radzellen sowie

Digitized by Google

von der Radhöhe h_r zunächst abgesehen wird, die relative Geschwindigkeit des Wassers überall denselben Werth w_e behalten, welchen sie beim Eintritte hat. Die Radien des um A mit $AC = w_e$ beschriebenen Kreisbogens CE stellen daher der Richtung und Größe nach die relativen Geschwindigkeiten an denjenigen Punkten der Schaufel dar, deren Tangenten mit diesen Radien parallel sind. Die Radschaufeln selbst erhalten für diese Turbinen eine sackförmige Gestalt AMF, indem an einem Punkte M derselben im Innern die Tangente an die Schaufelkurve die vertikale Richtung hat. Denkt man sich nun in jedem Punkte dieser Schaufel auf der dazu senkrechten Richtung die Dicke des durch die Zelle tretenden Wasserkörpers angetragen, welche Dicke wegen der konstanten relativen Geschwindigkeit w_e überall dieselbe Größe $AA' = MM' = FF_1$ haben muſs, so erkennt man, daſs der hindurchtretende Wasserkörper den Kanal zwischen zwei Schaufeln nicht vollständig ausfüllt, sondern sich unmittelbar nach dem Eintritte in das Rad bei AA_1 von der konvexen Schaufelfläche ablöst, welche er erst in der Austrittsfläche F_1F wieder erreicht. Es verbleibt hiernach in jedem Kanale ein vom Wasser nicht erfüllter Raum, wie er in der Figur durch Schraffirung gekennzeichnet ist. Dieser Raum ist, da man die Aktionsturbinen immer in freier Luft umgehen läſst, von Luft erfüllt, und hieraus erklärt sich auch, warum solche Turbinen erfahrungsmäßig schlechte Effekte geben, sobald sie unter Wasser tauchen. Man muſs nämlich annehmen, daſs in diesem Falle die besagten Räume sich mit todtem Wasser aus dem Abfluſsgerinne füllen, welches von den durchströmenden Wasserstrahlen in wirbelnde Bewegung versetzt wird und hierdurch zu Unregelmäßigkeiten und Störungen der Wasserwirkung Veranlassung giebt. In dieser nicht vollständigen Erfüllung der Radkanäle besteht ein wesentlicher Unterschied zwischen den reinen Aktionsturbinen und denjenigen, welche mit Reaktion arbeiten, denn es ist ersichtlich, daſs bei den letzteren in Folge der Pressung des Wassers dasselbe die Kanäle vollständig erfüllt, so daſs die relative Geschwindig-

Digitized by Google

keit des Wassers bei denselben an jeder Stelle des Kanals von dessen Querschnitte daselbst abhängig ist.

Es mufs bemerkt werden, dafs die hier angegebenen Eigenschaften der Aktionsturbinen, welche sich aus der Unveränderlichkeit der relativen Geschwindigkeit folgern lassen, in aller Strenge nur richtig sind, so lange diese Geschwindigkeit w_e thatsächlich einer Veränderung nicht unterworfen ist. Dies wird dann der Fall sein, wenn die aus der Reibung des Wassers in den Radkanälen sich ergebende Verzögerung gerade aufgehoben wird durch die Beschleunigung, welche dem Wasser vermöge der Schwere beim Durchfallen der Radhöhe h_r ertheilt wird. Bezeichnet man etwa mit $h_{\zeta r}$ die durch die Reibungswiderstände im Rade aufgezehrte Gefällhöhe und ist $h_{\zeta l}$ diese Widerstandshöhe für die Zuleitung des Wassers vom Obergraben bis zu dem Austritte aus dem Leitapparate, so dafs also die ganze Widerstandshöhe h_z gleich $h_{\zeta l} + h_{\zeta r}$ ist, so erhält man die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade zu

$$c_e = \sqrt{2\,g\,(h - h_r - h_{\zeta l})},$$

weil zwischen dem Leitapparate und dem Laufrade, in dem sogenannten Spalte, wegen des Umgangs in freier Luft eine hydraulische Pressung, d. h. ein Ueberdruck über die Atmosphäre nicht vorhanden sein kann. Ist nun die Radhöhe h_r gerade gleich der dem Rade zukommenden Widerstandshöhe $h_{\zeta r}$, so geht der obige Ausdruck für c_e über in

$$c_e = \sqrt{2\,g\,(h - h_{\zeta r} - h_{\zeta l})} = \sqrt{2\,g\,(h - h_z)} = \sqrt{2\,g\,h_w} = c_w,$$

d. h. die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate entspricht der ganzen überhaupt zur Wirkung kommenden Gefällhöhe. Wenn man diese Eigenschaft als das Kennzeichen einer reinen Aktionsturbine ansieht, so ist also erwiesen, dafs eine solche Wirkung streng genommen an die vorausgesetzte Bedingung $h_r = h_{\zeta r}$ geknüpft ist. Wenn diese Bedingung nicht erfüllt ist, wenn etwa $h_r > h_{\zeta r}$ vorauszusetzen ist, so wird eine der Differenz $h_r - h_{\zeta r}$ entsprechende

Digitized by Google

Arbeit dadurch an das Rad abgegeben, daſs auf das Wasser während seines Befindens im Rade eine dieser Differenz entsprechende Kraft beschleunigend wirkt, eine Wirkungsweise, welche vorstehend als eine solche durch Reaktion bezeichnet wurde. Die Turbine arbeitet daher in diesem Falle in geringem Maße, nämlich entsprechend dem Ueberschusse $h_r - h_{\zeta r}$ durch Reaktion, obwohl selbstredend die Pressung h_p im Spalte wegen des Austritts in freier Luft gleich Null ist. Dieser Ueberschuſs $h_r - h_{\zeta r}$ ist in allen Fällen so gering, daſs dadurch die Gültigkeit der vorstehend über Aktionsturbinen gemachten Bemerkungen nicht aufgehoben wird, es wird indessen später, nach näherer Behandlung der Reibungswiderstände, dieser Punkt noch einmal erörtert und in den am Schlusse angeführten Beispielen berücksichtigt werden.

Die vorstehend als die Bedingung der reinen Aktionswirkung gefundene Gleichung

$$\operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha$$

stimmt nicht überein mit derjenigen, wie sie in verschiedenen namhaften Turbinenlehren gegeben wird, wonach diese Bedingung zu

$$\beta = 2 \alpha$$

angeführt wird. Diese letztere Regel ist der schon oben (§ 5) angegebenen Voraussetzung entsprungen, wonach die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a des Wassers aus den Kanälen gleich der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades gemacht werden soll. Bei dieser Annahme führt auch das Diagramm Fig. 17 ohne Weiteres zu dieser Bedingungsgleichung. Wenn nümlich w_a gleich v sein soll, so muſs bei einer reinen Aktionsturbine, bei welcher $w_a = w_e$ ist, auch $w_e = v$ sein, und daher das Dreieck BCA ein gleichschenkeliges werden. Hieraus folgt direkt $CA A_1 = \beta = 2\alpha$. Schon für die gewöhnlicheren Fälle, in denen α nur ein kleiner Winkel von etwa 20^0 zu sein pflegt, führt diese Bedingung $\beta = 2\alpha$ zu nicht unwesentlichen Abweichungen von den Resultaten der kor-

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.
Digitized by Google

rekten Gleichung $\operatorname{tg}\beta = 2\operatorname{tg}\alpha$. Nimmt man z. B. $\alpha = 20^0$ an, so erhält man unter der Bedingung des normalen Austritts

$$\beta = 36^0\,3' \text{ und } v = 0{,}47\,c_e,$$

dagegen giebt die Regel $\beta = 2\alpha$ die Werthe $\beta = 40^0$ und $v = 0{,}53\,c_e$, so dafs also die Geschwindigkeit für diesen Fall in dem Verhältnisse $\frac{53}{47} = 1{,}128$, also um nahezu 13% zu groß ist. Noch beträchtlicher werden die Abweichungen für größere Werthe von α und β, ja die Regel $\beta = 2\alpha$ für Aktionsturbinen führt z. B. für $\beta = 90^0$ zu ganz unbrauchbaren Resultaten. Hierfür würde man das Diagramm Fig. 18 erhalten, in welchem $\alpha = BAA_1 = 45^0$ ist. Die Radgeschwindigkeit v wäre durch BC und die relative Geschwindigkeit w_e durch CA dargestellt. Soll die letztere, wie es der Aktionsturbine entspricht, konstant bleiben, so ist dies hier nur möglich, wenn auch die Richtung von w_e sich nicht ändert, d. h. man würde in diesem Falle eine gerade Schaufel in der Richtung CA erhalten. Allerdings würde eine Reaktionswirkung nicht stattfinden, aber das Wasser würde überhaupt eine Leistung nicht äußern, sondern ungehindert an der geraden Schaufel entlang in seiner ursprünglichen Richtung BA mit unveränderter Geschwindigkeit durch das Rad strömen, und diesem auf solche Weise die ganze Wirkung vermöge seiner Austrittsgeschwindigkeit entziehen. Dagegen erkennt man leicht aus dem Diagramm, Fig. 19, dafs eine Axialturbine mit vertikal beginnenden Radschaufeln, für welche $\beta = 90^0$ ist, wenn dieselbe korrekt, d. h. für normalen Wasseraustritt angeordnet wird, immer mit einem Reaktionsverhältnisse von 0,5 arbeitet, wie groß man den Neigungswinkel des austretenden Wassers gegen das Rad auch annehmen möge. Hier ist nämlich die Geschwindigkeit v des Rades durch $BC = c_e \cos\alpha$ dargestellt,

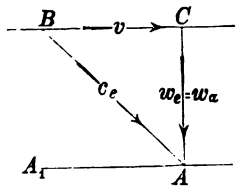


Fig. 18.

Digitized by Google

und in Folge davon wird hierbei der Winkel δ gleich demjenigen α der Leitschaufeln. Die Reaktionsgeschwindigkeit HC fällt gleich der durch Aktion wirksam gemachten Komponente $BC = v$ aus, so dafs das Wasser in dieser Turbine zur Hälfte durch Aktion und zur Hälfte durch Reaktion wirkt.

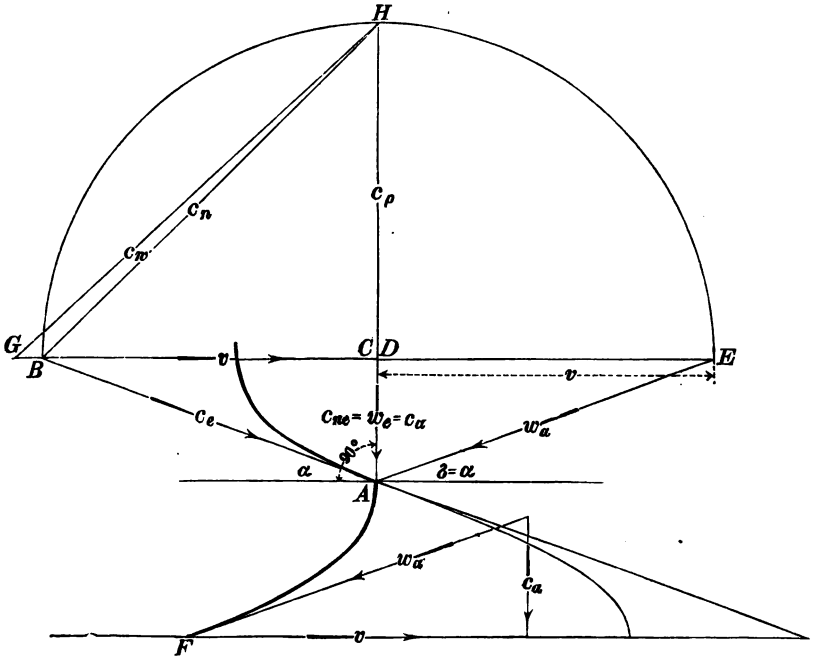


Fig. 19.

Nimmt man den Anfangswinkel β der Radschaufeln stumpf an, so wird nach Fig. 20 das Reaktionsverhältnifs $\frac{c_\rho^2}{c_n^2} = \frac{HD^2}{HB^2}$ größer als $^1/_2$ und zwar, wie leicht zu erkennen ist, um so größer, je mehr der Winkel β wächst.

Es ist nicht schwer zu erkennen, dafs unter allen Turbinen, welche ein bestimmtes Gefälle h_n nutzbar machen, die Aktionsturbine die kleinste Umlaufs-

Digitized by Google

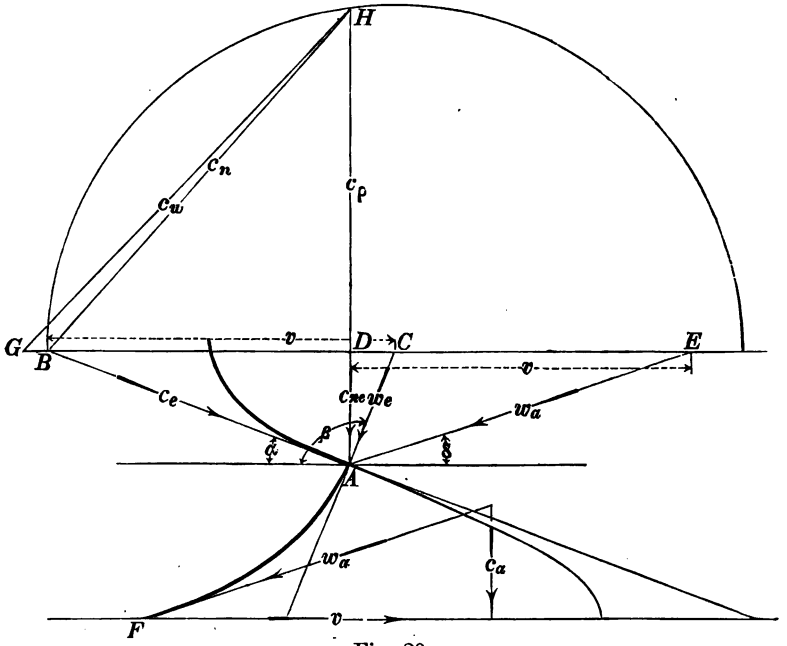


Fig. 20.

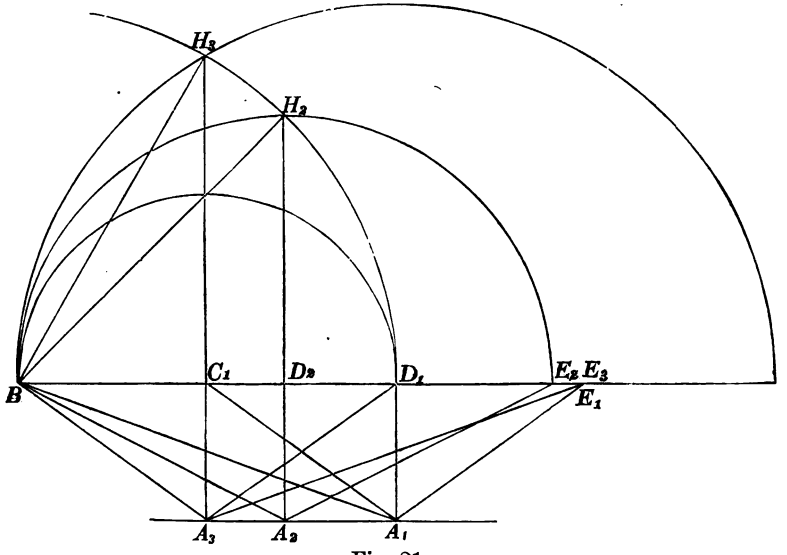


Fig. 21.

Digitized by Google

geschwindigkeit v erhält, und dafs diese Geschwindigkeit um so mehr zunimmt, je größer das Reaktionsverhältnifs angenommen wird. Hiervon erhält man die beste Anschauung aus Fig. 21, wenn man mit der nutzbaren Geschwindigkeit $c_n = B D_1$ einen Kreis beschreibt; dann entsprechen die Strahlen $B A_1$, $C_1 A_1$, $E_1 A$ einer Aktionsturbine, sobald C_1 die Mitte von $B D_1$ ist und $D_1 E_1 = B C_1 = v_1 = 0{,}5\, c_n$ gemacht wird. Zieht man dagegen $B H_2$ unter 45^0 Neigung gegen $B D_1$ und durch H_2 die Vertikale $H_2 A_2$, so erhält man in $B A_2$, $D_2 A_2$ und $E_2 A_2$ die Neigungen für eine Reaktionsturbine mit vertikal beginnenden Radschaufeln, d. h. also für ein Reaktionsverhältnifs gleich $\frac{1}{2}$. Die Radgeschwindigkeit $v = B D_2$ ergiebt sich für diesen Fall zu

$$v = c_n \cos 45^0 = 0{,}707\, c_n.$$

In der Figur stellen endlich noch $B A_3$, $D_1 A_1$ und $E_3 A_3$ die Richtungen der Schaufelenden für eine Turbine vor, deren Umfangsgeschwindigkeit zu $v = B D_1 = c_n$ vorausgesetzt ist, und für welche, wie man leicht erkennt, das Reaktionsverhältnifs zu $\left(\frac{H_3 C_1}{H_3 B}\right)^2 = 0{,}75$ folgt. Von allen für gleiches Nutzgefälle konstruirten Turbinen hat sonach die reine Aktionsturbine die kleinste Umfangsgeschwindigkeit.

Es möge hier noch einer Axialturbine gedacht werden, bei welcher man den Leitschaufelapparat ganz weggelassen hat, so dafs das in dem Zuführungsrohre niedergehende Wasser dem Rade mit einer vertikal gerichteten Geschwindigkeit zugeführt wird. Die Radschaufeln sind hierbei, Fig. 22, durch mehrere sehr lange rings um die Axe laufende normale Schraubenflächen gebildet, weswegen man diesem Rade den Namen Schraubenturbine beigelegt hat. Dieses auf den ersten Blick durch seine Einfachheit bestechende Rad, welchem man auch eine „nicht ganz unvortheilhafte Wirkung des Wassers“ nachgesagt hat, ist in einer französischen Spinnerei

Digitized by Google

ausgeführt worden, und es ist dafür auf Grund von Bremsversuchen ein Wirkungsgrad von 0,70 herausgerechnet worden. Das einfache Diagramm dieses Rades, welches in Fig. 23 gegeben ist, wird ein Urtheil über die Wirksamkeit des Wassers in dem vorliegenden Falle gewinnen lassen. Bedeutet darin $BA = c_e$ die vertikale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, so mufs zur Vermeidung des Stoßes dem Rade in irgend einem Abstande r von der Axe eine Geschwindigkeit $v = BC$ gegeben werden, wenn CA die Richtung der Schaufel an der Eintrittsstelle in diesem Abstande vorstellt. Wegen der schraubenförmigen Gestalt der Schaufel ist aber

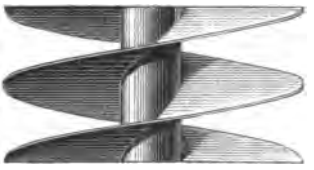


Fig. 22.

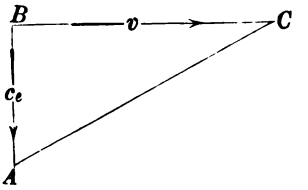


Fig. 23.

die Neigung derselben gegen den Umfang überall in der Cylinderfläche vom Halbmesser r dieselbe, das Wasser tritt daher nicht nur ohne Stoß ein, sondern geht auch ungehindert mit seiner absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c_e durch das Rad hindurch, gerade so, als wenn die Schaufeln gar nicht vorhanden wären. Die Form der letzteren ist offenbar eine solche, wie sie in § 4 als neutrale Form bezeichnet wurde, so dafs das Wasser, von Reibungswiderständen abgesehen, mit derselben absoluten Geschwindigkeit aus dem Rade herausgelangt, mit welcher es eintrat, und zwar ist diese Geschwindigkeit gleich der zu dem wirksamen Gefälle gehörigen Endgeschwindigkeit. Wenn dieses Rad überhaupt eine Arbeit verrichten soll, so mufs es langsamer umgehen, als dem stoßfreien Eintritte entspricht, und dann wirkt das Wasser gerade durch diesen Stoß beim Eintritte, sonst aber während seiner Bewegung entlang den langen

Digitized by Google

Schraubenflächen nicht weiter oder doch nur in sehr unerheblichem Maße. Das Rad kann daher gar nicht als eine Turbine, sondern nur als ein, und zwar recht unvortheilhaftes Stoßrad angesehen werden, und da die besten Stoßräder theoretisch höchstens einen Wirkungsgrad von 50% geben können, so wird man die vorstehend angeführte Angabe über den Wirkungsgrad mit entsprechender Vorsicht aufzunehmen haben.

§ 11.

Entwurf der Axialturbinen.

Wenn es sich um den Entwurf einer Turbine handelt, so wird meistens außer dem zur Verfügung stehenden totalen Gefälle die in der Zeiteinheit zur Wirkung kommende Wassermenge gegeben sein. Durch diese Größen ist eine Turbine noch nicht bestimmt, vielmehr ist, wie aus dem Vorstehenden sich ergiebt, die Aufgabe noch in unendlich verschiedener Weise zu lösen, je nachdem man die Winkel α und β wählt, unter welchen die Enden der Leitschaufeln und bezw. die Anfänge der Radschaufeln gegen die Ebene des Spalts geneigt sind. Mit der Annahme dieser beiden Winkel verschwindet aber jene Unbestimmtheit, da man dem Vorangegangenen zufolge mit Hülfe dieser Winkel immer ein ganz bestimmtes Diagramm erhält, welches über alle Geschwindigkeitsverhältnisse unzweideutigen Aufschluſs giebt. In den verschiedenen Turbinenlehren werden nun demgemäß auch meistens gewisse Regeln gegeben, nach denen man passend diese Winkel α und β annehmen solle. Es muſs jedoch zweckmäßiger erscheinen, durch derartige von vornherein zu machende Annahmen nicht die Winkel α und β, sondern besser solche Größen festzustellen, deren Einfluſs auf die Betriebsverhältnisse der Turbine deutlicher ins Auge springt, als dies hinsichtlich jener Winkel der Fall.

Solche Größen sind vornehmlich die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades, die dem Wasser beim Austritte aus dem

Digitized by Google

Rade noch verbleibende, daher für die Nutzwirkung verloren gehende absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a und endlich das Reaktionsgefälle oder die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ. Diese letztere Größe will man zuweilen auf einen möglichst kleinen Betrag herabziehen, um den Ueberdruck im Spalte und daher den Wasserverlust durch den Spalt thunlichst zu verringern, und ebenso kann es erwünscht sein, hinsichtlich der Radgeschwindigkeit v eine gewisse Bedingung zu stellen. Dafs es für den Wirkungsgrad des Rades von Wichtigkeit ist, die Austrittsgeschwindigkeit c_a des Wassers so klein zu machen, als dies mit der Ausführung in mäßigen Dimensionen noch verträglich ist, wurde schon in § 5 angeführt. Die Dimensionen des Rades selbst, welche natürlich in erster Reihe von dem durchgehenden Wasserquantum abhängig sind, sollen erst später festgestellt werden, sobald der Einfluſs der Schaufelstärken besprochen ist; hier soll vor der Hand wieder nur ein unendlich schmales Turbinenelement ins Auge gefaſst werden, und es sei ebenfalls wieder die Dicke der Schaufeln als verschwindend klein angenommen.

Von den hier in Frage kommenden Größen v, c_a und c_ρ können irgend zwei beliebig angenommen werden, und es ist dann die Turbine in ihren Verhältnissen bestimmt. Man kann sonach drei Fälle unterscheiden, je nachdem entweder v und c_a oder c_a und c_ρ oder v und c_ρ durch Annahmen festgestellt werden. Wenn auch in allen diesen Fällen die Zeichnung des zugehörigen Diagramms auf Grund des Vorangegangenen keinen Schwierigkeiten unterworfen sein wird, so mögen doch die drei einzelnen Fälle hier kurz besprochen werden. Zunächst muſs man bemerken, daſs man in jedem Falle über die schädlichen Widerstände der Wasserbewegung durch die ganze Turbinenanlage, d. h. über die Größe h_z eine gewisse vorläufig willkürliche Annahme zu machen hat, indem man etwa $h_z = 0{,}12\,h$ bis $0{,}15\,h$ setzt. Durch diese Annahme ist auch die wirksame Gefällhöhe $h_w = h - h_z$ gegeben und dadurch auch die wirksame Geschwindigkeit $c_w = \sqrt{2\,g\,h_w}$ $= \sqrt{2\,g\,(h - h_z)}$ mittelst des Gefällmaßstabs oder einer Tabelle

Digitized by Google

bestimmt. Hierbei ist zwar eine gewisse Willkürlichkeit mit der Annahme der Widerstandshöhe h_z verbunden, es wird sich aber aus dem Ferneren ergeben, dafs man, nachdem die Verhältnisse der Turbine festgestellt sind, die Widerstandshöhe mit jeder hier überhaupt erreichbaren Genauigkeit ermitteln und daher prüfen kann, ob diese Widerstandshöhe mit dem vorläufig für h_z angenommenen Werthe übereinstimmt. Ist letzteres nicht der Fall, so ist eine nachträgliche Korrektur leicht auszuführen, so dafs also der Einfluſs jener

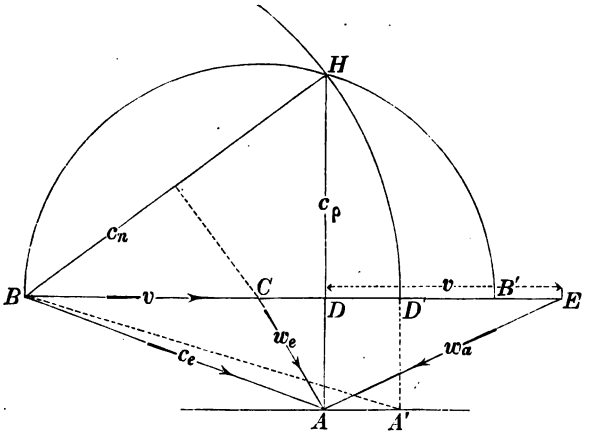


Fig. 24.

gedachten Willkürlichkeit dadurch beseitigt wird. Es möge daher für die im Folgenden zu besprechenden Einzelfälle angenommen werden, dafs mit dem totalen Gefälle h auch h_w und c_w gegeben seien.

Gesetzt, es sei die Radgeschwindigkeit v und die Austrittsgeschwindigkeit c_a des Wassers aus dem Rade vorgeschrieben, so ergiebt sich aus der Fig. 15 leicht die folgende Konstruktion. Man trägt auf einer Vertikallinie die Geschwindigkeit c_a nach einem beliebigen Maßstabe gleich $D'A'$ Fig. 24 auf und schneidet mit der Länge $A'B = c_w$ in die Horizontale durch D' ein, so dafs $BA' = c_w$ wird. Alsdann hat man in

Digitized by Google

der Kathete BD' die Größe $\sqrt{c_w^2 - c_a^2} = c_n$ der nutzbaren Geschwindigkeit. Zeichnet man daher mit dem Radius $BD = c_n$ um B einen Kreisbogen, und durch B den Halbkreis BHB' mit dem Radius $BC = v$, so hat man nur den Durchschnitt H der beiden Kreisbogen auf die durch A' gelegte Horizontale nach A zu projiciren, um in BA die Richtung des letzten Leitschaufelelementes und in CA diejenige für den Radschaufelanfang zu erhalten. Macht man noch $DE = BC = v$, so liefert EA die Richtung der Radschaufel am Austrittsumfange. In HD erhält man die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ.

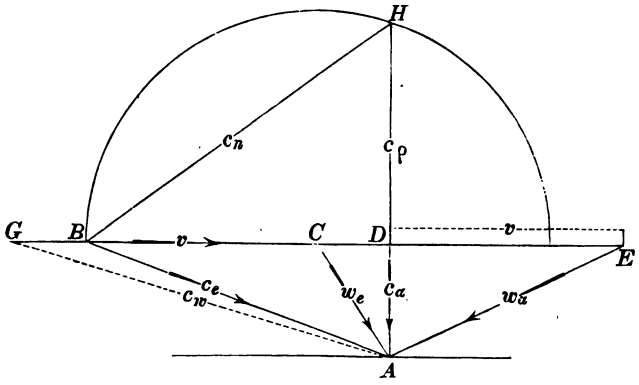


Fig. 25.

während $BA = c_e$ die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad vorstellt. Die relative Geschwindigkeit wird während des Durchganges durch das Rad von der Größe $CA = w_e$ auf diejenige $EA = w_a$ gesteigert.

Wenn für die zu entwerfende Turbine außer der Austrittsgeschwindigkeit c_a noch das Reaktionsverhältniſs, also die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ vorgeschrieben ist, so trägt man in Fig. 25 auf einer Vertikallinie $DA = c_a$ und $DH = c_\rho$ an, zieht die Horizontale durch D und macht $GA = c_w$. Alsdann hat man in $GD = c_n$ wieder die nutzbare Geschwindigkeit, welche man von H aus als HB einzutragen hat. BA ist

Digitized by Google

dann die Eintrittsgeschwindigkeit c_e des Wassers in das Rad und man erhält die Richtung des Anfangs für die Radschaufel in CA, wobei C der Mittelpunkt des durch B und H gehenden Halbkreises ist. Den Winkel δ des Radschaufelendes erhält man wieder durch EA, wenn $DE = BC = v$ gemacht wird.

Setzt man endlich voraus, dafs für die zu entwerfende Turbine die Radgeschwindigkeit v und die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ vorgeschrieben sei, so hat man nur nöthig, mit der

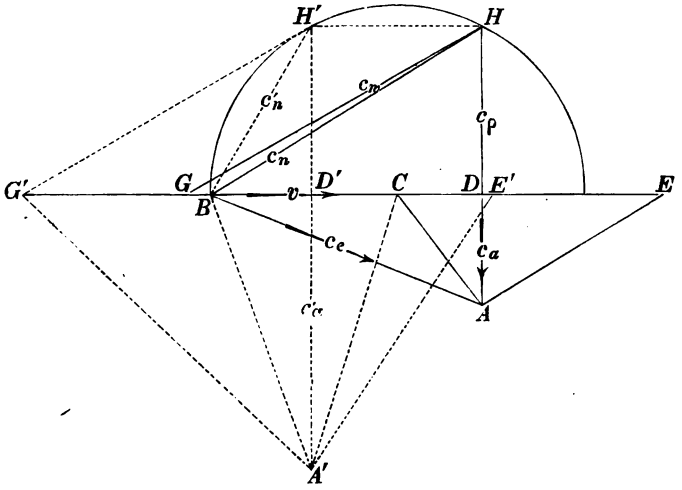


Fig. 27.

Geschwindigkeit $v = BC$, Fig. 26, als Halbmesser einen Halbkreis über der Horizontallinie BE zu zeichnen. Zieht man alsdann zu BE eine Parallele HH' im Abstande $HD = c_\rho$ von BE, so liefert diese Parallele zwei Schnittpunkte H und H' mit dem Kreise, von welchen man jeden einzelnen zur Konstruktion der Turbine wird benutzen können. Wählt man zunächst den Durchschnittspunkt H, so hat man $HG = c_w$ einzutragen, alsdann erhält man nach den früheren Ermittelungen in GD die Eintrittsgeschwindigkeit c_e, und man

Digitized by Google

hat daher nur diese Länge als BA zwischen B und die Vertikallinie durch H einzutragen, um in BA und CA die Richtungen der Leitschaufelenden und der Radschaufelanfänge zu erhalten, während wieder die Neigung der Radschaufeln am Austrittsquerschnitte in bekannter Art durch EA festgestellt wird, wenn man $DE = BC = v$ macht. Die nutzbar gemachte Geschwindigkeit c_n ist in der Figur in diesem Falle durch BH dargestellt.

Wenn man dieselbe Konstruktion in Betreff des zweiten Durchschnittspunktes H' ausführt, so gelangt man zu den Punkten G' und H', wenn wieder $H'G' = c_w$ und $BA' = G'D' = c_e$ gemacht wird. Man erhält dann die Neigungen der Schaufelenden bezw. durch BA', CA' und EA' festgestellt.

Wenn auch diese zweite Lösung mit Hülfe des Punktes H' den Bedingungen der Aufgabe genügt, so wird in dem vorliegenden Falle eine Ungewifsheit darüber nicht obwalten können, dafs diese zweite Lösung einen sehr geringen Wirkungsgrad im Gefolge haben mufs, da das Wasser mit der erheblichen Geschwindigkeit $D'A' = c_a'$ aus dem Rade tritt und in Folge hiervon nur die Geschwindigkeit $BH' = c_n'$ nutzbar gemacht wird. Man erkennt übrigens aus der Figur, dafs die beiden im Allgemeinen möglichen Lösungen der Aufgabe in eine einzige zusammenfallen, sobald H mit H' zusammentrifft, d. h. sobald die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ gleich der Radgeschwindigkeit v vorausgesetzt wird. Man erhält alsdann vertikal beginnende Radschaufeln und ein Reaktionsverhältnifs $\frac{h_\rho}{h_n} = \frac{1}{2}$.

Die vorstehend angeführten Beispiele werden genügen, die Art und Weise zu erläutern, in welcher das Diagramm auch in solchen Fällen zu zeichnen ist, in denen andere Bestimmungsstücke als die hier zu Grunde gelegten, z. B. die Winkel α, β oder δ durch Annahmen von vornherein festgestellt sind. Die Zeichnung des Diagramms wird in keinem Falle Schwierigkeiten verursachen.

Digitized by Google

§ 12.

Centrifugalkraft.

Bisher wurde immer eine Turbine mit zwei zur Axe parallelen Kränzen von überall gleichem Abstande vorausgesetzt, so daſs das Wasser beim Passiren des Rades seinen Axenabstand unverändert beibehält. Es konnte aus diesem Grunde der Einfluſs der Centrifugalkraft unberücksichtigt bleiben, wie die folgende Betrachtung zeigt. Irgend ein Wassertheilchen hat in einem beliebigen Augenblicke seines Verweilens im Rade eine gewisse absolute Geschwindigkeit, mit welcher es in Folge seines Beharrungsvermögens geradlinig in den Raum hinaustreten würde, wenn es diesem Bestreben ungehindert folgen könnte. Durch die Schaufeln und Kränze des Rades wird nun das Wasser hieran verhindert, und jedes Wassertheilchen wird gezwungen, in einer zur Radaxe parallelen Cylinderfläche zu verbleiben, deren Halbmesser r gleich dem Axenabstande des Wassertheilchens ist. Bezeichnet v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in dem betrachteten Abstande, so ist aus der Mechanik bekannt, daſs jede Masseneinheit des bewegten Wassers vermöge dieses Zwanges einer Fliehkraft nach außen unterworfen ist von der Größe $\frac{v^2}{r} = r\,\omega^2$, wenn unter ω die Winkelgeschwindigkeit, d. h. die Umlaufsgeschwindigkeit im Abstande gleich 1 m von der Axe verstanden wird. Diese Fliehkraft äußert nun das Wassertheilchen in jedem Punkte seiner Bahn in unveränderter Stärke, da sein Axenabstand r derselbe bleibt und ω eine konstante Größe ist, wenn, wie hier immer der Fall ist, eine gleichmäßige Bewegung des Turbinenrades vorausgesetzt wird. Selbstredend wird diesen nach außen gerichteten Fliehkräften aller einzelnen Wassertheilchen dadurch das Gleichgewicht gehalten, daſs der äußere Radkranz, oder das umschließende Rohr, einen entsprechenden Gegendruck nach innen auf das Wasser ausübt, in ähnlicher Weise, wie ja auch die Spannung

Digitized by Google

eines Fadens der Fliehkraft das Gleichgewicht hält, welcher ein am Ende dieses Fadens befestigter Stein beim schnellen Umschwung des Fadens unterworfen ist.

Es ist nun leicht zu erkennen, daſs bei den bisher betrachteten Axialturbinen diese Centrifugalkraft ohne Einfluſs auf die absolute wie relative Bewegung des Wassers bleibt, indem jedes Wassertheilchen beim Durchgange durch das Rad in einer mit der Radaxe parallelen Cylinderfläche verbleibt und die Centrifugalkraft des Wassertheilchens in jedem Augenblicke auf dieser Cylinderfläche, also auch auf der Bahn des Wassertheilchens selbst senkrecht steht, wie auch diese Bahn selbst in der gedachten Cylinderfläche beschaffen sein möge. Aus diesem Grunde durfte bei den Axialturbinen mit parallelen Kränzen von der Wirkung der Fliehkraft abgesehen werden.

Wesentlich anders gestaltet sich das Verhältniſs für den Fall, daſs die Fliehkraft nicht mehr normal auf der Bahn des Wassertheilchens steht, was z. B. der Fall ist, wenn das Wassertheilchen durch die Form des Rades gezwungen ist, beim Durchgange durch das Rad auf einer kegelförmigen Fläche zu verbleiben, wie dies z. B. bei solchen Axialturbinen anzunehmen ist, deren Kränze zur Vergrößerung des Austrittsquerschnitts in konischer Form ausgeführt werden. In diesem Falle ändert sich der Abstand des Wassertheilchens von der Axe und die Centrifugalkraft erhält eine gewisse in die Bahn des Theilchens hineinfallende Komponente. Diese Aenderung des Axenabstandes tritt um so stärker hervor, je stumpfer die Kegelfläche wird, in welcher ein Wassertheilchen zu verbleiben gezwungen ist, und als Grenzform für diesen Kegel muſs man die zur Axe senkrechte Ebene ansehen, welche als eine Kegelfläche betrachtet werden kann, deren Winkel an der Spitze gleich 180° ist. Dieser Fall der größten Veränderlichkeit des Axenabstandes entspricht offenbar den Radialturbinen, und es folgt daraus, daſs bei diesen der Einfluſs der Fliehkraft am stärksten hervortreten wird.

Digitized by Google

Auch über die Wirkung der Centrifugalkraft in den Turbinen sind vielfach unklare Anschauungen in den Kreisen der ausführenden Techniker verbreitet. So begegnet man z. B. zuweilen der Ansicht, dafs die Centrifugalkraft wohl bei den Kreiselpumpen zur Wirkung gelangen könne, bei denen die rotirende Schaufel auf das Wasser treibend wirkt, während bei den Turbinen von einer solchen Wirksamkeit nicht die Rede sein könne. In dieser Beziehung mag z. B. die Behauptung eines namhaften Turbinenkonstrukteurs in einer sehr verbreiteten technischen Zeitschrift hier angeführt werden, deren Wortlaut folgender ist: „Ueber die Vorzüge in Betreff der Wasserwirkung bei den Axialturbinen gegenüber den Radialturbinen begegnet man noch manchen Irrthümern und findet selbst in neueren Arbeiten einen in der Praxis längst überwundenen Standpunkt bezüglich der Turbinenkonstruktion vor. Die Centrifugalkraft wirkt keineswegs in jedem Falle auf die Bewegung des Wassers durch die Laufzellen ein, wie dies noch immer häufig angenommen wird. Das die Laufzellen durchströmende Wasser kann bei der Aktionswirkung aus dem Grunde der Einwirkung der Centrifugalkraft nicht unterworfen sein, weil das Wasser als der motorische Körper zu betrachten ist, dessen absoluter Weg aus der Peripheriegeschwindigkeit und relativen Geschwindigkeit resultirt und unabhängig von der Centrifugalkraft ist; wenn letztere wirksam werden sollte, so müfste das Wasser vom Rade mitgenommen werden.“

Gegenüber derartigen aus Fachkreisen hervorgehenden unzutreffenden Anschauungen und im Hinblick auf die Bedeutung der Centrifugalkraft für alle Radialturbinen erscheint es hier angezeigt, das eigentliche Wesen der Einwirkung näher ins Auge zu fassen, welche der Centrifugalkraft in den Turbinen zuzuschreiben ist. Es wird sich dann leicht von selbst ergeben, welche Bedeutung der Redensart von „dem in der Praxis längst überwundenen Standpunkte der neueren Arbeiten“ beizumessen ist.

Digitized by Google

Man denke sich zu dem Ende eine auf einer vertikalen Axe C, Fig. 27, horizontal befestigte ebene Scheibe, welche durch die Axe mit der Winkelgeschwindigkeit ω gleichmäßig umgedreht wird. In dem Axenabstande $r_e = AC$ sei die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe etwa durch die Strecke $DA = r_e\omega = v_e$ vorgestellt, und in gleicher Art bedeute $HF = r_a\omega = v_a$ die Umfangsgeschwindigkeit in dem um $r_a = FC$ von der Axe entfernten Punkte F. Man denke sich

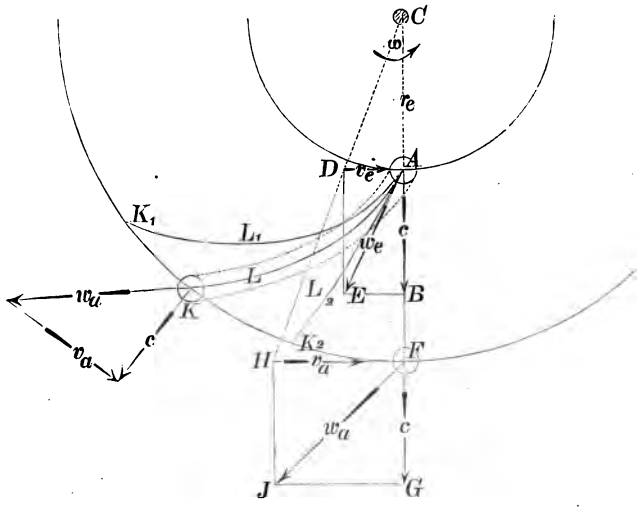


Fig. 27.

nun, daſs in einem gewissen Augenblicke auf der Scheibe eine Kugel, etwa ein Billardball, von A aus mit einer bestimmten Geschwindigkeit $c = AB$ in der Richtung eines Radius nach außen sich bewege, ohne daſs indessen eine Reibung zwischen der Scheibe und der Kugel stattfinde. Man kann sich zu dem Ende etwa vorstellen, der Ball bewege sich in sehr geringem Abstande über der Scheibe. Dächte man sich, daſs der Ball in irgend einer Art, etwa durch einen farbigen Schreibstift auf der ebenen Scheibe seine Spur markiren könnte, so würde, wie leicht zu ersehen ist, diese Spur

Digitized by Google

durch eine gewisse krumme Linie ALK auf der Scheibe sich darstellen, während der Ball selbst, unbeeinflufst durch äußere Kräfte, seine geradlinige Bahn in der ursprünglichen Richtung und mit unveränderter Geschwindigkeit von A bis F durchläuft. Zeichnet man sowohl in A wie in F das Parallelogramm aus der absoluten Geschwindigkeit c des Balles und der entgegengesetzten Umfangsgeschwindigkeit v_e bezw. v_a der Scheibe an diesen Stellen, so erhält man durch die Diagonalen AE und FJ die Neigungen, unter welchen die gedachte Kurve ALK in A und in K gegen den Umfang gerichtet ist. Man ersieht ferner auch, dafs diese Diagonalen die relativen Geschwindigkeiten des Balles gegen die Scheibe in A und bezw. in F darstellen. Während der Körper von A nach F gelangt, ist also die relative Geschwindigkeit von dem Werthe $w_e = AE = \sqrt{c^2 + r_e^2 \omega^2}$ auf denjenigen $w_a = FJ = \sqrt{c^2 + r_a^2 \omega^2}$ gestiegen, d. h. die lebendige Kraft der **relativen** Bewegung ist für jede Gewichtseinheit um den Betrag

$$\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{r_a^2 - r_e^2}{2g}\omega^2 = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$$

erhöht worden. Man hat hierbei wohl zu beachten, dafs diese Größe $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ den Zuwachs an lebendiger Kraft der relativen Bewegung vorstellt, womit keineswegs gesagt ist, dafs auch die absolute Wirkungsfähigkeit des Wassers vergrößert worden sei, dieselbe hat vielmehr in dem vorliegenden Falle ihre Größe $\frac{c^2}{2g}$ unverändert beibehalten. Die Vergrößerung der relativen Geschwindigkeit des Balles gegen die Scheibe ist lediglich dadurch bewirkt worden, dafs der erstere bei seiner Bewegung über der Scheibe stets mit Punkten in Berührung kommt, welche mit der dem vergrößerten Axenabstande zugehörigen größeren Umlaufsgeschwindigkeit unter dem Balle hinweggeführt werden, ohne dafs hierdurch die absolute Geschwindigkeit des Balles selbst im geringsten beeinflufst wird. Man kann hier zur Erläute-

Digitized by Google

rung etwa das Beispiel eines auf dem Perron einer Eisenbahn vor einem haltenden Zuge stehenden Beobachters anführen, in welchem, da er in Ruhe befindlich, eine lebendige Kraft oder ein Arbeitsvermögen nicht angehäuft ist. Wird dann der Eisenbahnzug in Bewegung gesetzt und bis zu einer gewissen Geschwindigkeit v beschleunigt, so wird auch die relative Geschwindigkeit des Beobachters gegen den Zug allmählich auf diese Größe v erhoben, ohne dafs hierdurch in dem ersteren eine lebendige Kraft angesammelt wird.

Faſst man nun die Kurve ALK in Fig. 27 als die Axe eines gekrümmten röhrenförmigen Kanals auf, dessen Weite gerade mit dem Durchmesser der Kugel übereinstimmt, so ist ohne Weiteres klar, dafs dieser Kanal bei der betrachteten Bewegung eine Einwirkung weder auf die Kugel ausüben noch von derselben empfangen wird, und es entspricht daher diese Kurve der in § 4 als neutral bezeichneten Schaufelform, wenn man sich die Kugel als einen Wassertropfen und die Röhre ALK als einen Turbinenkanal vorstellt. In der Mechanik wird das hier erläuterte Gesetz etwa folgendermaßen ausgesprochen: „Bewegt sich ein Körper in einer starren Bahn, welche sich um eine feste Axe dreht, so verändert sich das Arbeitsvermögen des Körpers um das Produkt aus seinem Gewichte G und der Differenz der Geschwindigkeitshöhen $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$, welche den Umdrehungsgeschwindigkeiten der Endpunkte der Bahn zukommen.“ Hierin bezieht sich, wie aus dem Vorangegangenen folgt, die gedachte Veränderung des Arbeitsvermögens auf die relative Bewegung des Körpers in der starren Bahn oder dem Turbinenkanale, und es braucht hiermit nicht nothwendig auch eine Veränderung des absoluten Arbeitsvermögens verbunden zu sein, wie dies ja beispielsweise nicht der Fall ist, wenn der Schaufel die neutrale Form ALK der Fig. 27 gegeben wird. Eine Aenderung der absoluten Geschwindigkeit und des absoluten Arbeitsvermögens des Wassers wird dagegen nur erreicht durch eine von der neutralen Form ALK abweichende

Digitized by Google

Gestalt der Schaufel, und es ist leicht zu erkennen, dafs eine Form, welche wie $A L_1 K_1$ nach rückwärts von $A L K$ abweicht, einer Turbine entspricht, bei welcher das Arbeitsvermögen verringert wird, während eine von $A L K$ nach vorn, d. h. nach der Bewegungsrichtung angeordnete Abweichung wie $A L_2 K_2$ eine Vergrößerung des absoluten Arbeitsvermögens herbeiführt, wie dies bei den Kreiselpumpen der Fall ist. Auf diese Verhältnisse soll bei den Kreiselpumpen noch zurückgegriffen werden.

Hier genügt es, zu bemerken, dafs bei Turbinen jedesmal mit einer Veränderung des Axenabstandes vom Halbmesser r_e auf denjenigen r_a, die der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_e entsprechende lebendige Kraft $\frac{w_e^2}{2g}$ einer Gewichtseinheit um den Betrag $\frac{r_a^2 \omega^2 - r_e^2 \omega^2}{2g} = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ verändert wird. Die Mechanik zeigt, dafs diese Veränderung der relativen lebendigen Kraft, d. h. die relative Beschleunigung, von der Centrifugalbeschleunigung herrührt, weswegen vielfach auch einfach von der Wirkung der Centrifugalkraft bei den Turbinen gesprochen wird. Nach den unklaren Begriffen, welche man sehr häufig mit diesem Worte verbunden findet, wofür das oben angeführte Citat ein Beweis sein dürfte, scheint es nicht, als ob die Einführung dieser Bezeichnung in die Theorie der Turbinen eine glückliche genannt werden könnte, und um Mifsverständnissen zu begegnen, ist daher oben das betreffende Gesetz unter Vermeidung des Wortes Centrifugalkraft dahin ausgesprochen, dafs mit einer Veränderung des Axenabstandes eine entsprechende Veränderung der relativen Geschwindigkeit verbunden ist.

Dieses Gesetz wurde vorstehend für den speciellen Fall entwickelt, in welchem das Wasser in der radialen Richtung AF, Fig. 27, durch das Rad sich bewegt und eine Einwirkung zwischen der Schaufel und dem Wasser gar nicht stattfindet. Es läfst sich aber leicht die völlige Allgemeinheit des gefundenen Gesetzes nachweisen. Zu dem Ende möge etwa das

Digitized by Google

Wasser in A, Fig. 28, in der beliebigen Richtung AF in das Rad treten, welche mit dem Radius irgend einen Winkel $\alpha = CAN$ bildet, und es sei zunächst wieder die hierfür gültige neutrale Schaufelform ALK vorausgesetzt, so dafs das Wasser in der Richtung AF mit ungeänderter Geschwindigkeit c das Rad durchläuft. Die beiden Parallelogramme aus v_e und c in A und aus v_a und c in F ergeben dann wieder

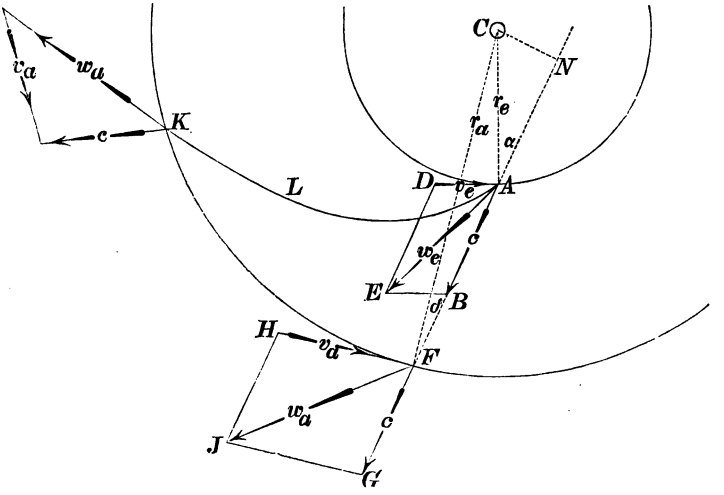


Fig. 28.

in den Diagonalen AE und FJ die relativen Geschwindigkeiten w_e und w_a, und man findet daraus

$$w_e^2 = c^2 + v_e^2 + 2\,c\,v_e \sin\alpha \text{ und}$$

$$w_a^2 = c^2 + v_a^2 + 2\,c\,v_a \sin\delta,$$

so dafs auch hierfür

$$w_a^2 - w_e^2 = v_a^2 - v_e^2$$

ist, denn man erkennt leicht, dafs $2\,c\,v_e \sin\alpha = 2\,c\,v_a \sin\delta$ oder $r_e \sin\alpha = r_a \sin\delta$ ist, weil man nach der Figur $r_e \sin\alpha = r_a \sin\delta = CN$ hat.

Digitized by Google

Wenn man nun ferner der Schaufel irgend welche beliebige von der neutralen Kurve ALK abweichende Gestalt giebt, so wird dadurch eine Uebertragung von mechanischer Arbeit seitens des Wassers an das Rad oder umgekehrt veranlafst, es wurde indessen schon in § 4 gezeigt, dafs durch diese Kraftübertragung die relative Geschwindigkeit des Wassers entlang der Schaufel nicht beeinflufst wird, vorausgesetzt nur, dafs keine Stofswirkungen auftreten, und dafs man von den Nebenhindernissen der Wasserreibung etc. absieht.

Aus diesen Betrachtungen folgt also die allgemeine Gültigkeit des oben angeführten Gesetzes, wonach bei jeder Veränderung des Axenabstandes vom Betrage r_e auf denjenigen r_a für die entsprechenden relativen Geschwindigkeiten die Gleichung gilt

$$w_a^2 - w_e^2 = r_a^2 \omega^2 - r_e^2 \omega^2 = v_a^2 - v_e^2,$$

welche Beziehung in dem Folgenden häufige Verwendung finden wird.

§ 13.

Innere Radialturbinen (Fourneyron).

Um die Wirkung des Wassers in den von innen beaufschlagten Radialturbinen des Fourneyron'schen Systems zu untersuchen, sei vorausgesetzt, dafs die beiden Radkränze parallel zu einander angeordnet sind, so dafs die lichte axiale Höhe des Rades überall dieselbe Größe b hat. Bezeichnet man dann mit r_e den Halbmesser des Eintrittsumfanges und mit r_a den Halbmesser der Austrittsfläche, so sind, wenn zunächst wieder die Schaufelstärken vernachlässigt werden, die Radöffnungen innen und außen durch zwei gleich hohe Cylindermäntel dargestellt, für welche man hat $F_e = 2\pi r_e b$ und $F_a = 2\pi r_a b$. Bezeichnet man ferner die normal zu diesen Querschnitten, d. h. also radial gerichteten Geschwindigkeitskomponenten des Wassers beim Eintritte in das Rad mit c_{ne} und beim Austritte aus demselben mit c_{na}, so hat

Digitized by Google

man, unter der Voraussetzung vollständig erfüllter Radkanäle, für die in einer Sekunde zur Wirkung kommende Wassermenge

$$Q = 2\,\pi\, r_e\, b\, c_{ne} = 2\,\pi\, r_a\, b\, c_{na},$$

woraus $\frac{c_{ne}}{c_{na}} = \frac{r_a}{r_e}$ folgt.

Hierbei ist zu bemerken, daſs die absolute Geschwindigkeit c_a beim Austritte radial gerichtet ist, also mit c_{na} übereinstimmen muſs, um der Grundbedingung des normalen Austritts zu genügen.

Es werde das Wasser durch ein System von Leitschaufeln wie LA, Fig. 29, so dem inneren Radumfang zugeführt, daſs es gegen denselben unter einem Neigungswinkel $BAA_1 = \alpha$ gerichtet ist, während dem ersten Radschaufelelemente die Richtung CA gegeben werde, welche mit der Tangente an den Radumfang in A den Winkel $CAA_1 = \beta$ bildet. Nach einem ganz beliebigen Maßstabe stelle nun wieder BA der Größe und Richtung nach die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_e vor, so muſs zur Vermeidung des Stoßes dem Rade am Eintrittsumfange eine Geschwindigkeit $v_e = BC$ gegeben werden, welche man erhält, wenn man durch B eine Gerade parallel zu $A_1 A_2$ zieht. Wie bei den Axialturbinen hat man jetzt in CA die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_e und in $D_e A = c_{ne}$ die radial gerichtete Komponente der Eintrittsgeschwindigkeit erhalten.

Um auch die Neigung der Radschaufeln gegen den äußeren Umfang zu bestimmen, ist nur zu bedenken, daſs die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a eine radial gerichtete Komponente gleich $c_{na} = \frac{r_e}{r_a}\, c_{ne} = \nu\, D_e A$, und eine horizontale Komponente gleich $v_a = \frac{r_a}{r_e}\, v_e = \frac{1}{\nu}\, BC$ haben muſs, wenn unter ν das Verhältniſs $\nu = \frac{r_e}{r_a} = \frac{\text{Eintrittshalbmesser}}{\text{Austrittshalbmesser}}$ verstanden wird. Da dieses Verhältniſs bei jeder vorhandenen

Digitized by Google

Turbine ohne Weiteres gegeben und für einen Entwurf von vornherein anzunehmen ist, so kann man leicht durch Rechnung oder einfache Konstruktion $D_a A = \nu D_e A = c_{na}$ und $D_a E = \frac{1}{\nu} B C = v_a$ antragen, und erhält in EA die Größe der relativen Austrittsgeschwindigkeit, welche gegen den äußeren Radumfang unter dem Winkel $EA A_2 = \delta$ geneigt

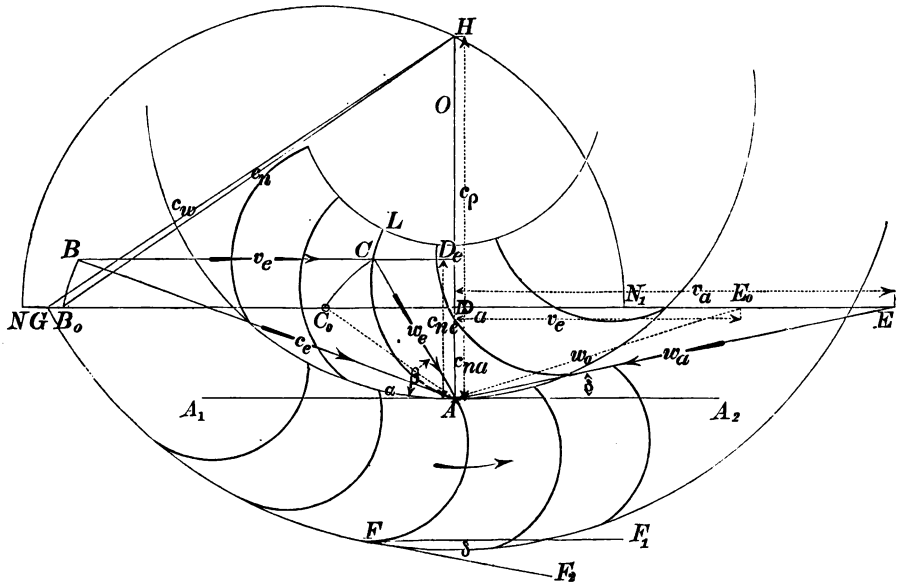


Fig. 29.

sein muſs. Dementsprechend kann man nun die Radschaufel AF so anordnen, daſs sie sich in A tangential an CA anschmiegt und in einer geeignet scheinenden Kurve irgendwo in F den äußeren Radumfang unter dem Winkel $F_1 F F_2 = \delta$ schneidet. Wollte man dieser Schaufel entsprechend den zugehörigen Wasserweg zeichnen, so hätte man darauf zu rücksichtigen, daſs die Radgeschwindigkeiten nach außen hin im direkten Verhältnisse mit den Halbmessern wachsen und dagegen die radialen Geschwindigkeiten in dem umgekehrten

Digitized by Google

Verhältnisse der Halbmesser abnehmen. Da die Kenntnifs des absoluten Wasserweges aber nicht von Bedeutung ist, so soll die entsprechende Konstruktion desselben hier nicht weiter angeführt werden.

Um die Größe der Eintrittsgeschwindigkeit c_e festzustellen, ist zunächst das Reaktionsverhältnifs wie folgt zu ermitteln. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$ des Wassers ist während des Durchganges durch das Rad auf die Größe $w_a = EA$ zu bringen. Durch die Rotation des Rades wird wegen der Veränderung der Axenentfernung von r_e auf r_a die lebendige Kraft der relativen Bewegung für jede Gewichtseinheit Wasser nach § 12 um $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ vergrößert. Bezeichnet daher wieder h_ρ die Reaktionshöhe, so hat man die Beziehung $\frac{w_e^2 + v_a^2 - v_e^2}{2g} + h_\rho = \frac{w_a^2}{2g} = \frac{c_{na}^2 + v_a^2}{2g}$, weil man für die relative Austrittsgeschwindigkeit $w_a = ER$ die Gleichung hat

$$w_a^2 = EA^2 = D_a A^2 + D_a E^2 = c_{na}^2 + v_a^2.$$

Man erhält daher aus obigem Ausdrucke

$$2g h_\rho = c_\rho^2 = c_{na}^2 + v_e^2 - w_e^2.$$

Dieser Ausdruck ist leicht zu konstruiren; wenn man $D_a E_o = v_e$ macht, so ist $E_o A = \sqrt{c_{na}^2 + v_e^2}$, wofür der Kürze wegen w_o geschrieben werden mag. Die Größe w_o hat dabei die Bedeutung, dafs sie diejenige relative Geschwindigkeit vorstellt, auf welche die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$ durch die Reaktionsdruckhöhe allein ohne Berücksichtigung des aus der Rotation des Rades entstehenden Einflusses erhöht werden mufs. Man erhält daher die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ aus der Gleichung

$$c_\rho^2 = w_o^2 - w_e^2 = E_o A^2 - CA^2,$$

wenn man $AC_o = AC$ macht und um C_o als Mittelpunkt einen Halbkreis mit dem Halbmesser $C_o N = v_e = D_a E_o$ beschreibt Dann stellt der Abschnitt $D_a H$ auf dem verlängerten Radius

Digitized by Google

OA, welcher zwischen diesem Kreise und D_a gelegen ist, das Maß für die Reaktionsgeschwindigkeit $c_\rho = \sqrt{2gh_\rho}$ dar, denn man hat:

$$D_a H^2 = D_a N \,.\, D_a N_1 = (v_e + C_0 D_a)(v_e - C_0 D_a)$$
$$= v_e^2 - C_0 D_a^2 = w_0^2 - w_e^2.$$

Ueberträgt man auch noch B nach B_0 auf die Gerade $D_a G$, indem man $AB_0 = AB = c_e$ macht, so erkennt man, daſs $B_0 H = c_n$ die nutzbar gemachte Geschwindigkeit darstellt, indem nämlich von der Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = B_0 A$ die radiale Komponente $D_a A$ dem Wasser bei seinem Austritte aus dem Rade verbleibt und daher das dieser Komponente zugehörige Arbeitsvermögen für die Leistung der Turbine verloren geht. Dagegen wird das der tangentialen Komponente $B_0 D_a$ entsprechende Arbeitsvermögen durch Aktion an das Rad übertragen, so daſs die gesammte der Aktionsgeschwindigkeit $B_0 D_a$ und der Reaktionsgeschwindigkeit $c_\rho = HD_a$ zugehörige Leistung oder Gefällhöhe h_n einer Geschwindigkeit $c_n = B_0 H = \sqrt{B_0 D_a^2 + HD_a^2} = \sqrt{c_a^2 + c_\rho^2}$ entspricht, welche wie bei den Axialturbinen kurweg als die Nutzgeschwindigkeit bezeichnet werden mag.

Macht man noch $D_a G = BA = B_0 A = c_e$, so stellt wieder GH die dem wirksamen Gefälle h_w zugehörige Geschwindigkeit $c_w = \sqrt{2gh_w}$ vor, und es gelten nun in Bezug auf die Wahl des zugehörigen Gefällmaßstabes dieselben Betrachtungen, welche oben für Axialturbinen angestellt wurden und deren Wiederholung hier unnöthig ist. Ebenso hat man die wirksame Gefällhöhe $h_w = h - h_z$ von vornherein anzunehmen, indem man von dem gesammten Gefälle h schätzungsweise einen gewissen Betrag h_z für die schädlichen Widerstände abzieht, wobei die früher für die Axialturbinen gemachte Bemerkung auch hier gilt, daſs eine unrichtige oder ungenaue Annahme von h_z die Richtigkeit der Resultate nicht beeinträchtigt, sondern nur zu einer nachherigen Korrektion derselben nöthigt, worüber weiter unten sich das Weitere ergeben wird.

Digitized by Google

Die Figur giebt auch ohne Weiteres Aufschluſs über die Frage, unter welchen Verhältnissen die innere Radialturbine ganz ohne Reaktion wirkend zu einer reinen Aktionsturbine wird. Hierzu ist erforderlich, daſs $HD_a = 0$ werde, d. h. daſs der um C_0 mit v_e beschriebene Kreis durch D_a gehe, also $C_0 D_a = v_e$ werde. Mit Rücksicht hierauf sind die Verhältnisse für eine Aktionsturbine leicht anzugeben, wenn für dieselbe neben der Bedingung $h_\rho = 0$ noch ein Bestimmungsstück, z. B. der Winkel $\beta = CAA_1$ gegeben ist. In diesem Falle trägt man, Fig. 30, nach einem beliebigen Maßstabe die

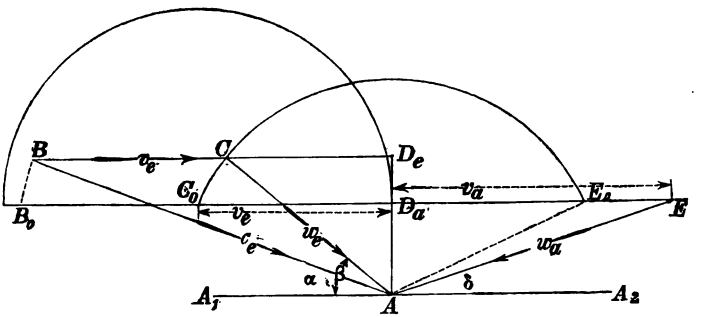


Fig. 30.

beiden Strecken $D_e A$ und $D_a A$ im Verhältniſs der Halbmesser $\frac{r_a}{r_e}$ in A senkrecht zu der Geraden $A_1 A_2$ an, indem man sich vorstellt, diese Strecken bedeuten die radiale Komponente c_{ne} der Eintrittsgeschwindigkeit und die gleichfalls radiale Austrittsgeschwindigkeit $c_{na} = c_a$. Macht man nun CAA_1 gleich dem gegebenen Winkel β des ersten Radschaufelelementes und überträgt C nach C_0 durch einen Kreisbogen um A, so erhält man in $C_0 D_a = v_e$ die Radgeschwindigkeit am Eintrittsumfange, welche als CB angetragen, in BAA_1 den Winkel α ergiebt, unter welchem die Enden der Leitschaufeln gegen den Umfang zu richten sind. Ebenso erhält

Digitized by Google

man den Neigungswinkel der Radschaufelenden mit dem äußeren Umfange, wenn man $D_a E = \frac{r_a}{r_e} v_e = \frac{1}{\nu} B C$ macht. Der Gefällmaßstab ist dann so zu wählen, dafs nach ihm die Strecke $B A = c_e = c_w = \sqrt{2 g h_w}$ ist, und als nutzbar gemachte Geschwindigkeit gilt dann die tangentiale Strecke $B_0 D_a$ u. s. w. Die Konstruktion wird keine Schwierigkeiten machen, wenn anstatt des Winkels β irgend ein anderes Bestimmungsstück, z. B. die Austrittsgeschwindigkeit c_a vorgeschrieben ist.

§ 14.

Aeufsere Radialturbinen (Francis).

Die Untersuchung der äußeren Radialturbinen nach dem System von Francis kann in derselben Weise vorgenommen werden, wie die der Fourneyron'schen Räder. Der Unterschied zwischen beiden Turbinenarten besteht nur darin, dafs bei der Francis'schen im Gegensatze zu der Fourneyron-schen die Radgeschwindigkeit v_a am Austrittsumfange kleiner ist als diejenige v_e an der Eintrittsperipherie, während die Austrittsgeschwindigkeit c_{na} größer ausfällt, als die radiale Eintrittsgeschwindigkeit c_{ne}, wenn wieder parallele Radkränze vorausgesetzt werden. In Folge hiervon fällt dann bei der äußeren Radialturbine die mit w_o bezeichnete Geschwindigkeit, d. h. diejenige, auf welche die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_e durch das Reaktionsgefälle allein erhoben werden mufs, größer aus als die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a, während bei den inneren Radialturbinen w_o kleiner als w_a sich ergab. Dem Obigen zufolge stimmt denn auch das Diagramm der äußeren Radialturbine im Wesentlichen mit dem der inneren überein.

Stellt wieder $B A$, Fig. 31, der Richtung und Größe nach die Eintrittsgeschwindigkeit c_e des durch die Leitschaufel $L A$ unter dem Winkel α gegen den Radumfang in A eingeführten

Digitized by Google

Wassers und also $D_e A = c_{ne}$ die radiale Eintrittskomponente vor, so ist wieder $BC = v_e$ die Geschwindigkeit des Eintrittsumfanges und $CA = w_e$ die relative Anfangsgeschwindigkeit des Wassers für den Fall, dafs der Anfang der Rad-

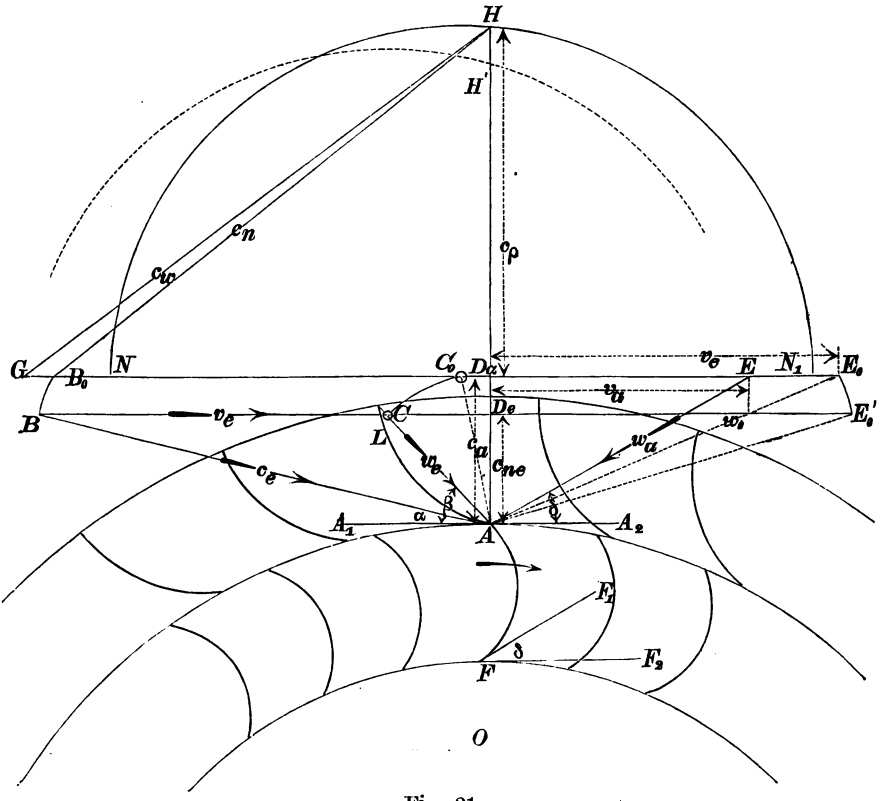


Fig. 31.

schaufel die Richtung CA erhalten hat. Macht man wieder $D_a A = \frac{r_e}{r_a} D_e A = \nu c_{ne}$ und $D_a E = \frac{r_a}{r_e} BC = \frac{1}{\nu} v_e$, so erhält man in $EA = w_a$ die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser auf dem Endstücke F der Radschaufel sich bewegt, welche mit dem Radumfange in F einen Winkel $\delta = F_1 F F_2$ bilden mufs, wenn der Austritt normal er-

Digitized by Google

folgen soll. Ebenso erhält man die Geschwindigkeit $w_o = \sqrt{w_a^2 - (v_a^2 - v_e^2)} = \sqrt{c_{na}^2 + v_e^2}$ in $E_o A$, wenn man $D_a E_o = B C = v_e$ macht. Um daher die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ zu zeichnen, kann man wieder durch einen um A gelegten Kreisbogen C nach C_o übertragen und durch C_o einen Halbkreis mit dem Radius $C_o N = D_a E_o = v_e$ beschreiben. Der Abschnitt $D_a H$ auf dem verlängerten Radhalbmesser durch A stellt dann wieder die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ vor, da nach der Konstruktion

$$D_a H^2 = D_a N \,.\, D_a N_1 = (v_e + C_o D_a)(v_e - C_o D_a) = v_e^2 - C_o D_a^2$$
$$= E_o A^2 - C A^2 = w_o^2 - w_e^2$$

ist. Ebenfalls findet man die Nutzgeschwindigkeit in $B_o H = c_n$, wenn man $B_o A = B A$ macht, während wie im vorigen Paragraph in $G H = c_w$ die dem wirksamen Gefälle h_w zugehörige Geschwindigkeit gefunden wird, sobald man die Strecke $G D_a$ gleich der Eintrittsgeschwindigkeit $B A = c_e$ macht. Bei dieser Konstruktion ist es möglich, dafs der um A durch C beschriebene Kreisbogen die Gerade $D_a G$ gar nicht schneidet, sobald nämlich $C A < D_a A$ ist. In diesem Falle wird man die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ dadurch finden, dafs man den Punkt E_o durch einen um A gezeichneten Kreisbogen nach E_o' überträgt, d. h. $A E_o' = A E_o$ macht und nun um C einen Halbkreis mit dem Radius gleich $D_e E_o'$ beschreibt. Dieser in der Figur punktirte Halbkreis schneidet den verlängerten Radius $O A$ in einem Punkte H' so, dafs $H' D_e = c_\rho$ ist. Im Uebrigen bleibt die Konstruktion dieselbe.

Soll auch hier die Bedingung der reinen Aktionswirkung ermittelt werden, so mufs der um C_o gezeichnete Halbkreis den Radius $O A$ in D_a selbst schneiden, d. h. es mufs $C_o D_a = B C$ sein, wonach sich die Konstruktion der Fig. 32 ergiebt, welche mit der in Fig. 30 für innere Turbinen gegebenen übereinstimmt und bei der Gleichheit der in beiden Figuren gewählten Buchstaben einer ferneren Erläuterung nicht bedarf.

Digitized by Google

Wenn man die Kränze der Radialturbinen nicht als parallele ebene Scheiben, sondern in konischer Gestalt ausführt, so daſs der axiale Zwischenraum nach dem Austritts-

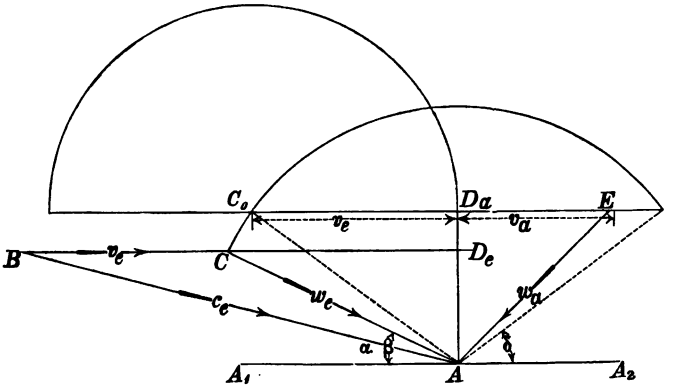


Fig. 32.

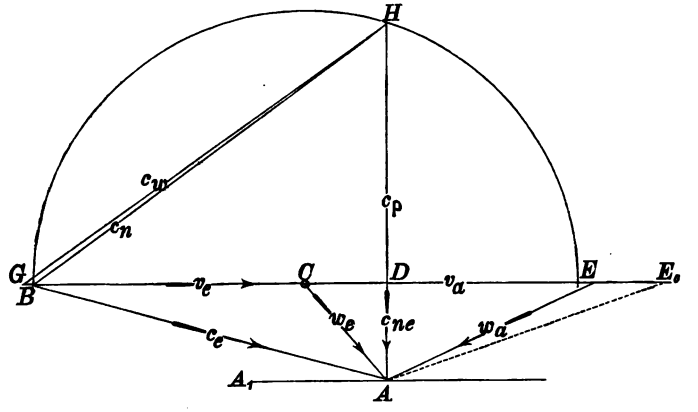


Fig. 33.

querschnitte hin zunimmt, wie dies namentlich bei äußeren Radialturbinen zum Zwecke einer möglichsten Verkleinerung der Austrittsgeschwindigkeit oft beliebt wird, so ändert sich in dem Diagramme nichts, wenn man darin nur die radiale

Digitized by Google

Austrittsgeschwindigkeit $D_a A = c_{na}$ in der durch die Radquerschnitte nunmehr gegebenen richtigen Größe einträgt. Würde man z. B. bei einer äußeren Radialturbine die lichte Höhe des Rades nach innen in solchem Verhältnisse zunehmen lassen, daſs der Austrittsquerschnitt gleich demjenigen beim Eintritte wäre, so würden in der Zeichnung die Punkte D_e und D_a zusammenfallen, und das Diagramm würde in die einfachere Fig. 33 übergehen, welche mit der für Axialturbinen geltenden sehr nahe übereinstimmt.

Die in Fig. 29—33 gezeichneten Diagramme der Radialturbinen lassen den Einfluſs, welchen die innere oder äußere Beaufschlagung auf die einzelnen Elemente, z. B. auf die Winkel α, β und δ sowie auf die Reaktionsgeschwindigkeit ausübt, so deutlich erkennen, daſs es nicht nöthig scheint, hierauf noch besonders aufmerksam zu machen. Auch wird es im Allgemeinen keine Schwierigkeiten verursachen, für den Entwurf eines solchen Rades, für welches gewisse Bestimmungsstücke, wie Radgeschwindigkeit, Reaktionsgrad, Austrittsgeschwindigkeit u. s. w., vorgeschrieben oder angenommen werden, das betreffende Diagramm in ähnlicher Weise zu zeichnen, wie dies in § 11 für Axialturbinen angegeben wurde.

§ 15.

Turbinen ohne Leitschaufeln (Cadiat).

Das Bestreben, die Turbinen möglichst einfach zu gestalten, ist wahrscheinlich der Grund gewesen, die Leitschaufeln bei gewissen Rädern ganz fort zu lassen, wie dies bei der von Cadiat herrührenden Konstruktion der Fall ist, welche eine innere Turbine ohne Leitschaufeln darstellt. In Folge der Weglassung dieser Leitschaufeln wird man anzunehmen haben, daſs das in der Mitte niedergehende Wasser sich gleichmäßig nach allen Seiten, also in radialer Richtung nach außen verbreitet, so daſs also die Aufgabe des Konstrukteurs bei dieser Turbine einfach darauf hinauskommt,

Digitized by Google

für einen Eintrittswinkel $\alpha = 90^0$ den Bedingungen einer möglichst vortheilhaften Leistung zu genügen.

Es ist sogleich klar, daſs die radiale Zuführung des Wassers ohne Schwierigkeit mit einem stoßfreien Eintritte in das Rad sich vereinigen läſst, denn wenn in Fig. 34 durch $D_2 A$ die Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = c_{ne}$ des Wassers und durch $D_e C$ die innere Umfangsgeschwindigkeit v_e dargestellt ist, so hat man zur Vermeidung des Stoßes nur nöthig, der Radschaufel im Anfange eine Richtung nach CA zu geben; die

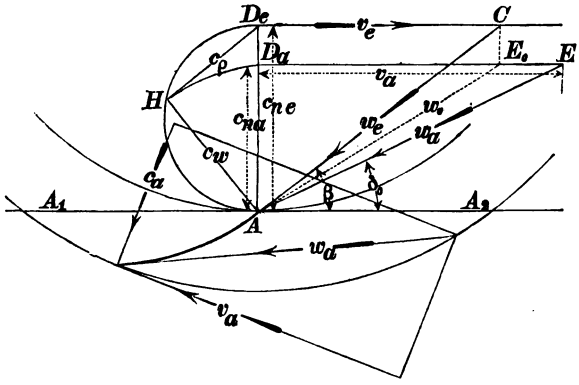


Fig. 34.

Strecke CA stellt dann nach dem zu Grunde gelegten Maßstabe die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_e vor.

Ob auch die zweite Grundbedingung des normalen Austritts bei einer Turbine ohne Leitschaufeln erreichbar ist, darüber giebt das Diagramm in der einfachsten Weise Aufschluſs. Macht man darin $D_a A = \frac{r_e}{r_a} D_e A = \nu c_{ne}$ und $D_a E = \frac{r_a}{r_e} D_e C = \frac{1}{\nu} v_e$, so erhält man wie bei der Fourneyron'schen Turbine in $EAA_2 = \delta_0$ den Winkel, unter welchem das Ende der Radschaufel gegen den Austrittsumfang geneigt sein muſs, damit das Wasser normal austrete,

Digitized by Google

und die Strecke EA stellt die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a des Wassers vor. Sucht man auch hierfür die erforderliche Reaktionsdruckhöhe, so hat man zu beachten, dafs diese Druckhöhe h_ρ im Verein mit dem Zuwachs $\frac{v_a^2 + v_e^2}{2g}$, den die lebendige Kraft der relativen Bewegung in Folge der Rotation des Rades erfährt, genügen mufs, um die relative Geschwindigkeit von dem Betrage $w_e = CA$ auf denjenigen $w_a = EA$ zu erhöhen. Man hat daher

$$2g h_\rho + v_a^2 - v_e^2 = w_a^2 - w_e^2 = EA^2 - CA^2$$

oder, für w_a^2 und w_e^2 die Werthe $c_{na}^2 + v_a^2$ und $c_{ne}^2 + v_e^2$ eingeführt:

$$2g h_\rho + v_a^2 - v_e^2 = c_{na}^2 + v_a^2 - c_{ne}^2 - v_e^2.$$

Hieraus würde sich

$$2g h_\rho = c_{na}^2 - c_{ne}^2 = D_a A^2 - D_e A^2,$$

also ein negativer Werth für die Reaktionsdruckhöhe h_ρ ergeben. Es würde also für den hier betrachteten Vorgang in dem Spaltraume zwischen dem inneren Zuführungsrohre und dem Rade nicht nur kein Ueberdruck über die Pressung am Austrittsumfange erforderlich sein, sondern die Pressung im Spaltraume müfste sogar um die Höhe $\frac{D_e A^2 - D_a A^2}{2g}$ kleiner sein, als diejenige am Austrittsumfange; es müfste eine gewisse Saugwirkung stattfinden. Man erkennt diesen Zusammenhang auch aus der Figur; wenn man darin $D_a E_o = D_e C = v_e$ macht, so stellt $E_o A$ die Größe w_o vor, auf welche durch die Reaktionsdruckhöhe h_ρ allein die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$ gebracht werden müfste. Aus der Figur ersieht man aber, dafs $E_o A^2 - CA^2 = D_a A^2 - D_e A^2$ einen negativen Werth hat, und man würde die erforderliche Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ konstruiren, wenn man in dem über $D_e A$ gezeichneten Halbkreise die Sehne $AH = AD_a$ macht, dann ist $HD_e^2 = D_e A^2 - D_a A^2$, d. h. HD_e stellt die Geschwindigkeit vor, welche zu dem

Digitized by Google

hier in entgegengesetzter Richtung, also verzögernd wirkenden Reaktionsgefälle gehört. Es ist auch ersichtlich, daſs die Geschwindigkeit $D_a A = c_{na}$ hier mit der dem wirksamen Gefälle h_w zugehörigen Geschwindigkeit c_w übereinstimmt, denn für dieselbe gilt immer die Beziehung $c_w^2 = c_e^2 + c_\rho^2$, also ist hier wegen des negativen Werthes c_ρ^2

$$c_w^2 = c_{n\,e}^2 - c_\rho^2 = D_e A^2 - D_e H^2 = H A^2 = D_a A^2 = c_{na}^2.$$

Hieraus folgt weiter, daſs eine solche Turbine, vorausgesetzt, daſs sie möglich wäre, gar keine Leistung geben könnte, denn das Wasser würde die ganze dem wirksamen Gefälle h_w zugehörige Geschwindigkeit als die im Diagramm durch $D_a A = c_{na}$ dargestellte mit aus dem Rade hinausnehmen. Die Schaufel selbst würde sich neutral verhalten, indem sie dem Wasser ungehindert seine in radialer Richtung beginnende und in derselben Richtung endende Bewegung durch das Rad gestattete. Ein ähnliches Verhalten zeigte auch schon die in § 10 betrachtete Schraubenturbine, nur war bei derselben die Reaktion gleich Null, da bei ihr der Austrittsquerschnitt gleich dem Eintrittsquerschnitte war.

Es liegt hierin der Beweis, daſs Räder ohne Leitschaufeln den Bedingungen richtig arbeitender Turbinen niemals entsprechen können, und man erkennt auch, daſs dies nicht der Fall sein wird, wie groß man auch die Umlaufsgeschwindigkeit der Räder annehmen möge.

Wenn solche Räder daher überhaupt eine Leistung geben sollen, so wird dies nur dadurch ermöglicht, daſs man von den beiden Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts entweder die eine oder die andere oder auch wohl beide fallen läſst. Es wurde schon in § 10 gezeigt, daſs die daselbst besprochene Schraubenturbine nur eine Wirkung durch den Stoß des Wassers beim Eintritte in das Rad ergeben kann. Dagegen führt man die Cadiat'schen Turbinen so aus, daſs zwar der Stoß beim Eintritte vermieden wird, dagegen aber der Wasseraustritt in einer gegen die Radöffnung schrägen Richtung erfolgt. Die Wirkung des

Digitized by Google

Wassers läfst sich hierfür leicht aus dem Diagramm Fig. 35 beurtheilen.

Es bedeute auch hier wieder $D_e A = c_{ne}$ die radial gerichtete Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Zuführungsrohre in das Rad eintritt, und es sei dem ersten

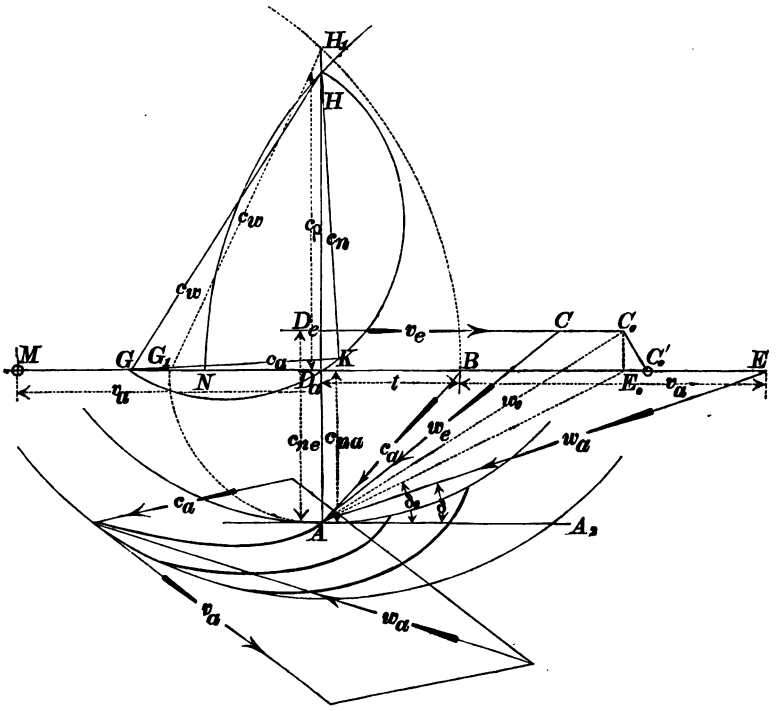


Fig. 35.

Schaufelelemente die Richtung CA gegeben, so dafs $D_e C = v_e$ die Radgeschwindigkeit am Eintrittsumfange und $CA = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit der Schaufel vorstellt. Macht man ebenfalls wieder $D_a A = \frac{r_e}{r_a} D_e A = \nu c_{ne} = c_{na}$ und $D_a E_o = \frac{r_a}{r_e} D_e C = \frac{1}{\nu} v_e = v_a$, so ergiebt sich aus dem Vorstehenden, dafs eine Wirkung des Wassers nicht erreicht

Digitized by Google

wird, sobald man dem letzten Schaufelelemente die Neigung $E_0 A A_2 = \delta_0$ gegen den äußeren Umfang ertheilt. Es möge nun aber angenommen werden, dieser Neigungswinkel sei kleiner als δ_0, etwa gleich $E A A_2 = \delta$, so folgt wie früher, daſs das Wasser mit einer relativen Austrittsgeschwindigkeit $E A = w_a$ auf dem letzten Schaufelelemente sich entlang bewegen muſs, und man erhält die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a, mit welcher das Wasser aus dem Rade in den umgebenden Raum hinaustritt, in $B A = c_a$, wenn man $E B = v_a$ rückwärts an E in tangentialer Richtung anträgt. Das Wasser tritt also nun nicht mehr normal aus dem Rade, sondern es wohnt demselben außer der durch die Größe F_a des Austrittsquerschnitts und die Wassermenge Q gebotenen normalen Komponente $c_{n a} = \frac{Q}{F_a} = D_a A$ auch noch die tangentiale Komponente $B D_a = E D_a - v_a = t$ inne. Der mit dieser Komponente t verbundene Verlust an Leistung ist von dem Cadiat'schen System wegen des Fortfalls der Leitschaufeln unzertrennlich, und es wächst dieser Verlust natürlich im quadratischen Verhältnisse von t oder $B D_a$.

Um nun die einzelnen Geschwindigkeiten sowie die erzielte Nutzwirkung zu bestimmen, ergiebt sich zunächst das Reaktionsgefälle mit Rücksicht darauf, daſs durch dasselbe und durch die Rotationsbewegung des Rades die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = C A$ auf die relative Austrittsgeschwindigkeit $w_a = E A$ erhoben werden muſs; man hat also wie überhaupt bei den Radialturbinen

$$2 g h_\rho + v_u^2 - v_e^2 + w_e^2 = w_a^2,$$

welcher Ausdruck mit $w_e^2 = c_{n e}^2 + v_e^2$ übergeht in

$$2 g h_\rho + v_a^2 + c_{n e}^2 = w_u^2.$$

Wenn man nun $D_e C_0 = v_a$ macht, indem man durch E_0 eine Parallele zu $A D_e$ legt, so ist $v_a^2 + c_{n e}^2 = C_0 A^2 = w_0^2$, und man hat sich also hier unter $w_0 = C_0 A$ diejenige Geschwindigkeit vorzustellen, auf welche die relative Eintritts-

Digitized by Google

geschwindigkeit $w_e = CA$ lediglich durch die Drehung des Rades in Folge der Vergrößerung des Axenabstandes von r_e auf r_a gebracht wird. Das Reaktionsgefälle h_ρ mufs daher diese Geschwindigkeit $w_o = C_o A$ weiter auf $w_a = EA$ erhöhen, wie auch die vorstehende Gleichung besagt, welche sich zu

$$2 g h_\rho = w_a^2 - w_o^2 = EA^2 - C_o A^2$$

schreibt. Die Konstruktion der Reaktionsgeschwindigkeit $\sqrt{2 g h_\rho}$ ergiebt sich nun in ähnlicher Art wie bisher, wenn man durch einen Kreisbogen um A C_o nach C_o' überträgt und um C_o' mit einem Halbmesser $C_o' N = ED_a$ einen Halbkreis beschreibt. Derselbe schneidet in H auf dem verlängerten Radius AD_e ein Stück HD_a ab, für welches

$$HD_a^2 = (ED_a - C_o' D_a)(ED_a + C_o' D_a) = ED_a^2 - C_o' D_a^2$$
$$= EA^2 - C_o' A^2 = c_\rho^2$$

ist, so dafs also HD_a die Reaktionsgeschwindigkeit vorstellt.

Aus dieser Reaktionsgeschwindigkeit $c_\rho = HD_a$ und der Eintrittsgeschwindigkeit $c_{ne} = D_e A$ findet man nun leicht die dem ganzen wirksamen Gefälle h_w zugehörige Geschwindigkeit c_w, wenn man $D_a G = D_e A = c_{ne}$ macht, dann ist $GH = c_w$ die wirksame Geschwindigkeit. Will man endlich auch die in Arbeit umgesetzte nutzbare Geschwindigkeit c_n bestimmen, so hat man nur zu beachten, dafs das Wasser die Geschwindigkeit $c_a = BA$ aus dem Rade mit herausnimmt, also $c_n^2 = c_w^2 - c_a^2 = GH^2 - BA^2$ ist. Man konstruirt c_n daher einfach mit Hülfe des über GH gelegten Halbkreises; wenn man in denselben die Geschwindigkeit $c_a = BA$ als Sehne GK einträgt, so erhält man in $HK = c_n$ die nutzbare Geschwindigkeit, welche der an das Rad übertragenen Arbeitsleistung entspricht.

Aus der vorstehenden Betrachtung hat sich ergeben, dafs man von der Cadiat'schen Turbine ohne Leitschaufeln nur dadurch eine Leistung erhalten kann, dafs man von der Bedingung des normalen Wasseraustritts abgeht und dem Wasser

Digitized by Google

bei seinem Austritte noch eine tangentiale Komponente seiner absoluten Geschwindigkeit beläfst, welche oben durch t bezeichnet wurde. Es genügt also bei den Cadiat'schen Rädern nicht, dafs man, wie bei den früher betrachteten Turbinen der Fall war, nur zwei Bestimmungsstücke, also außer dem Winkel $\alpha = 90^0$ etwa noch die normale Komponente der Austrittsgeschwindigkeit c_{na} willkürlich festsetze, es mufs vielmehr noch ein drittes Stück angenommen werden, z. B. die gedachte horizontale Komponente t oder die Radgeschwindigkeit oder sonst ein Element. Setzt man etwa voraus, dafs man, um den Verlust an Arbeit in gewisse Grenzen einzuschließen, für eine solche Turbine die Größen c_{na} und t, also damit auch $c_a = \sqrt{c_{na}^2 + t^2}$ festsetze, so sind hieraus, wie die vorstehende Konstruktion der Fig. 35 ergiebt, alle Elemente unzweifelhaft zu ermitteln. Es dürfte nicht ohne Interesse sein, den Einfluſs, welchen die Größe von t auf die Radgeschwindigkeit und die Nutzleistung ausübt, näher zu prüfen und empfiehlt es sich, hierfür eine Formel aufzustellen, welche aber nicht auf analytischem Wege entwickelt werden soll, sondern fast unmittelbar aus der Fig. 35 entnommen werden kann.

Nimmt man also außer dem wirksamen Gefälle h_w oder der wirksamen Geschwindigkeit c_w das Verhältnifs $\nu = \frac{r_e}{r_a}$ von vornherein als gegeben an, und stellt für c_{na} und für t gewisse Werthe fest, so hat man nach der Figur

$$c_\rho^2 = E A^2 - C_o A^2 = c_{na}^2 + t^2 + 2\, t\, v_a + v_a^2 - c_{ne}^2 - v_a^2$$
$$= c_{na}^2 + t^2 + 2\, t\, v_a - c_{ne}^2$$

und daher

$$c_w^2 = c_{ne}^2 + c_\rho^2 = c_{na}^2 + t^2 + 2\, t\, v_a = c_{na}^2 + t\,(t + 2\, v_a),$$

woraus direkt die einfache Beziehung

$$c_n^2 = c_w^2 - c_a^2 = c_{na}^2 + t^2 + 2\, t v_a - c_{na}^2 - t^2 = 2\, t v_a = 2\, D_a B . BE$$

folgt. Es sollen weitere Rechnungen hier grundsätzlich nicht

Digitized by Google

durchgeführt werden, und es sei nur beispielsweise bemerkt, dafs man z. B. mit der Annahme $c_{na} = \frac{1}{4} c_w$ und $t = c_{na} = \frac{1}{4} c_w$, also mit einem zulässig erachteten Arbeitsverluste von $2 \cdot \frac{1}{16} \frac{{c_w}^2}{2g} = \frac{1}{8} h_w$ gleich 12,5% der wirksamen Leistung eine äußere Radgeschwindigkeit v_a erhält, welche man aus der zweiten oben angegebenen Gleichung durch

$$ {c_w}^2 = \frac{1}{16} {c_w}^2 + \frac{1}{4} c_w \left(\frac{1}{4} c_w + 2 v_a \right) \text{ zu } v_a = \frac{7}{4} c_w $$

erhält. Man erkennt hieraus, dafs Turbinen ohne Leitschaufeln sehr schnell laufen müssen, wenn ihr theoretischer Wirkungsgrad einigermaßen günstig ausfallen soll. Aus der ganzen für Cadiat'sche Turbinen angestellten Betrachtung geht aber hervor, dafs diese Räder in wirthschaftlicher Hinsicht nicht empfehlenswerth sind.

Für den Fall, dafs außer c_{na} noch t oder v_a vorgeschrieben ist, kann man sich auch der folgenden Konstruktion bedienen, welche sich aus der oben angegebenen Formel

$$ {c_w}^2 = {c_{na}}^2 + t \, (t + 2 v_a) $$

ergiebt. Man macht $D_a G_1 = D_a A = c_{na}$ und trägt die wirksame Geschwindigkeit c_w als $G_1 H_1$ ein. Alsdann mufs ein durch H_1 beschriebener Kreis, dessen Mittelpunkt M von D_a den horizontalen Abstand $M D_a = v_a$ hat, auf $D_a E$ die Strecke $D_a B = t$ abschneiden, denn nach der Konstruktion ist

$$ {c_w}^2 = G_1 {H_1}^2 = {c_{na}}^2 + D_a B \, (D_a B + 2 v_a), $$

woraus mit Rücksicht auf die oben angegebene Gleichung $D_a B = t$ folgt. In den weiter unten behandelten Beispielen wird von dieser Konstruktion Gebrauch gemacht werden.

Digitized by Google

§ 16.

Schottische Turbinen.

Die unter dem Namen der schottischen Turbinen bekannten Reaktionsräder (s. Fig. 4) stimmen mit den vorstehend besprochenen Cadiat'schen Turbinen in der Wirkungsweise des Wassers in allen wesentlichen Punkten überein, so dafs auch für diese Räder die im vorigen Paragraphen angeführten Betrachtungen ihre Gültigkeit haben. Auch die schottischen Turbinen sind innere Radialturbinen ohne Leitschaufeln, und sie unterscheiden sich von den Cadiat'schen Rädern hauptsächlich nur dadurch, dafs bei ihnen das Wasser nur durch einige (2 bis 4) gekrümmte Kanäle zum Ausflusse gelangt, während bei den Cadiat'schen Turbinen ähnlich wie bei den Fourneyron'schen die ganze Ringfläche des Rades zu einem System sich an einander anschließender Kanäle ausgebildet ist. Außerdem unterscheiden sich beide Arten von Rädern durch das Verhältnifs $\nu = \frac{r_e}{r_a}$ des Eintrittshalbmessers zum Austrittshalbmesser, welcher bei den Cadiat'schen Rädern etwa zu $^3/_4$ bis $^4/_5$ gewählt zu werden pflegt, bei den schottischen Turbinen in der Regel nur Werthe zwischen $^1/_3$ und $^1/_4$ zeigt. Dabei verjüngen sich die Kanäle dieser letzteren meistens nach außen hin, so dafs die im Umfange gemessene Dimension eines solchen Kanals am äußeren Umfange nur etwa $^2/_3$ von derjenigen am inneren Eintrittsumfange beträgt, während die axial gemessene Höhe der Kanäle in der Regel überall dieselbe ist. Mit Rücksicht hierauf ist die radial gerichtete Komponente der Wassergeschwindigkeit am äußeren Umfange nicht mehr wie bei den übrigen Radialturbinen gleich der νfachen von derjenigen am inneren Umfange zu setzen, sondern man hat allgemein $c_{na} = \mu\, c_{ne}$, wenn μ das gedachte Verjüngungsverhältnifs $\left(\frac{3}{2}\right)$ der Kanalweiten innen und außen bedeutet. Nur in Folge

Digitized by Google

dieses Umstandes gestaltet sich das Diagramm der schottischen Turbinen etwas anders als das der Cadiat'schen.

Auch bei den schottischen Turbinen wird man die einzelnen Kanäle unter einem Winkel β an den Umfang des inneren Zuführungsrohres anschließen, daſs das radial eintretende Wasser möglichst ohne Stoß eingeführt wird. Zwar wird bei der geringen Anzahl von Kanälen nicht anzunehmen sein, daſs alle einzelnen Wasserelemente genau unter dem gleichen Neigungswinkel gegen den Umfang ihre relative Bewegung durch das Rad beginnen, welche Annahme streng

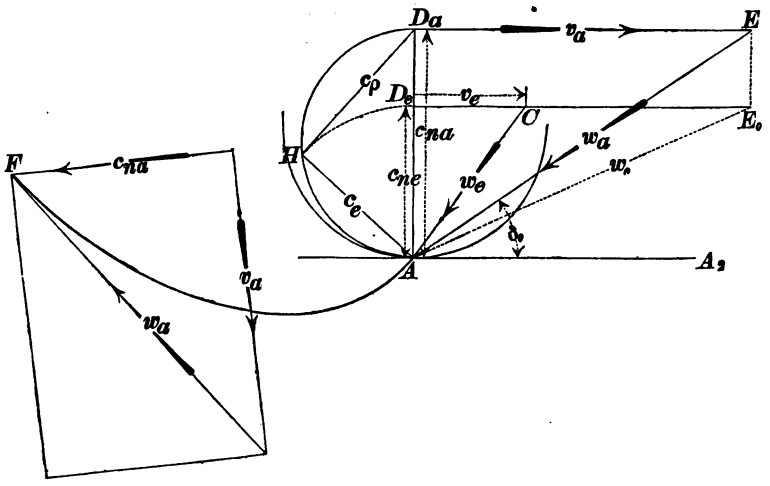


Fig. 36.

genommen wohl bei keiner einzigen Turbine zutreffen wird, doch aber muſs diese Voraussetzung gemacht werden, wenn man überhaupt die Wirkung des Wassers verfolgen will.

Stellt daher in Fig. 36 wieder $D_e A = c_{ne}$ die Geschwindigkeit vor, mit welcher das Wasser in radialer Richtung einem Kanale zuströmt, dessen Mittellinie etwa durch die Kurve AF dargestellt ist, so hat man dem Rade am Eintrittsumfange die Geschwindigkeit $D_e C = v_e$ zu geben, wenn CA

Digitized by Google

die Tangente an die Kurve AF in A ist. Es gilt auch hier wie bei den Cadiat'schen Turbinen die Bemerkung, dafs das Wasser gar keine Wirkung auf das Rad äußern könnte, wenn man die Anordnung so treffen wollte, dafs auch ein normaler Austritt aus dem Rade stattfände. Für diesen Fall würde man wieder den Neigungswinkel δ_0 des letzten Kanalstückes F gegen den Umfang durch EAA_2 erhalten, wenn man $D_a A = \mu D_e A = \mu c_{ne} = c_{na}$ und $D_a E = \frac{1}{\nu} D_e C = \frac{1}{\nu} v_e = v_a$ macht. Dafs hierfür die Leistung gleich Null würde, ersieht man leicht wie folgt:

Das Reaktionsgefälle h_ρ bestimmt sich wieder durch

$$2 g h_\rho + v_a^2 - v_e^2 = w_a^2 - w_e^2 = w_a^2 - c_{ne}^2 - v_e^2,$$

woraus

$$2 g h_\rho = w_a^2 - (c_{ne}^2 + v_a^2) = w_a^2 - w_o^2 = EA^2 - E_o A^2 = D_a A^2 - D_e A^2.$$

Trägt man daher in den über $D_a A$ beschriebenen Halbkreis die Geschwindigkeit $D_e A = c_{ne}$ als Sehne gleich AH ein, so stellt $D_a H$ die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ vor, und man erhält daher die wirksame Geschwindigkeit, für welche immer $c_w^2 = c_\rho^2 + c_e^2$ ist, in $D_a A$. Nun nimmt aber das Wasser bei dem Austritte aus dem Rade diese Geschwindigkeit $D_a A = c_{na}$ mit sich, d. h. es behält die ganze der wirksamen Gefällhöhe h_w zukommende Geschwindigkeit c_w und kann daher an das Rad keine Arbeit abgeben. Der Kanal würde also auch hier einer neutralen Schaufel entsprechen und die Verhältnisse stimmen mit denjenigen der Cadiat'schen Turbinen überein, mit der einzigen Ausnahme, dafs hier das Reaktionsgefälle positiv ist, d. h. einen Ueberdruck darstellt, während bei der Cadiat'schen Turbine ein negatives Reaktionsgefälle sich ergab, welchem eine gewisse Saugwirkug im Spalte entsprechen würde.

Auch von der schottischen Turbine kann man nur dann eine bestimmte Leistung erwarten, wenn man dem austreten-

Digitized by Google

den Wasser noch eine gewisse tangentiale Komponente seiner absoluten Geschwindigkeit beläfst. Es stelle $D_e A = c_{ne}$ in Fig. 37 die Eintrittsgeschwindigkeit, CA die Richtung des ersten Kanalstückes, also $D_e C = v_e$ die Umfangsgeschwindig-

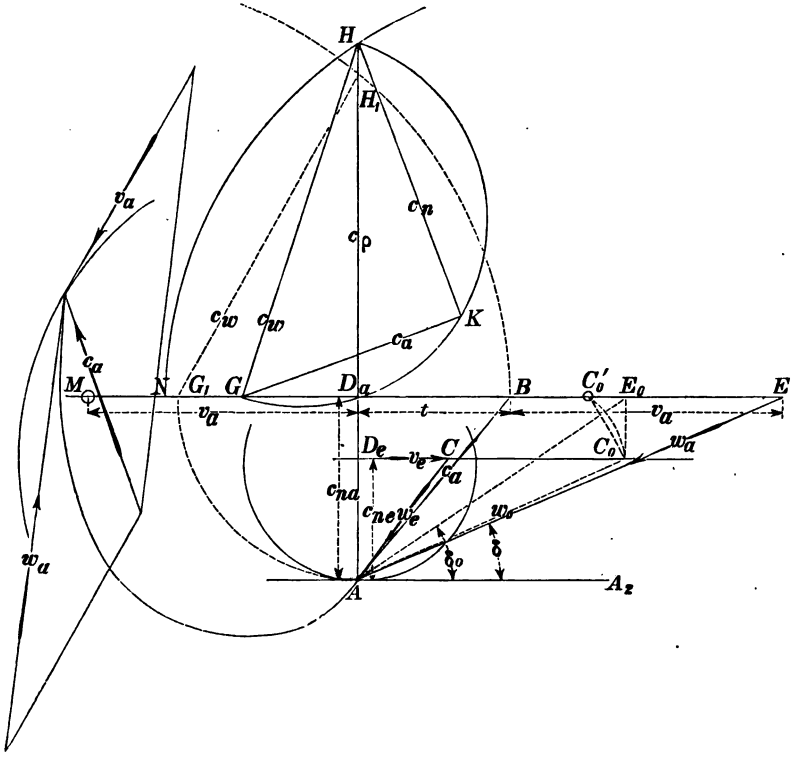


Fig. 37.

keit innen und $CA = w_e$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit vor. Macht man $D_a A = \frac{F_e}{F_a} D_e A = \mu c_{ne} = c_{na}$ und $D_a E_0$ $\frac{r_a}{r_e} D_e C = \frac{1}{\nu} v_e = v_a$, so erhält man nach dem Vorstehenden in $E_0 A A_2 = \delta_0$ denjenigen Neigungswinkel des letzten Kanalstückes gegen den Umfang, für welchen die Wirkung des

Digitized by Google

Wassers gleich Null ausfällt. Giebt man jedoch diesem Kanalstücke einen kleineren Neigungswinkel $EAA_2 = \delta$ gegen den Umfang, so erhält man in $EA = w_a$ die relative Austrittsgeschwindigkeit und, wenn noch $EB = v_a$ gemacht wird, in $BA = c_a$ die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Rade tritt. Diese Geschwindigkeit hat also außer der zur Herausführung des Wasserquantums Q aus dem Querschnitte F_a erforderlichen radialen Komponente $D_aA = c_{na}$ noch eine horizontale Komponente $BD_a = t$. Man findet nun wie bei der Cadiat'schen Turbine die Reaktionsgeschwindigkeit vermöge der Bedingung

$$w_a^2 = w_e^2 + v_a^2 - v_e^2 + 2gh_\rho = w_o^2 + 2gh_\rho,$$

indem man $D_eC_o = v_a$ und $AC_o' = AC_o = w_o$ macht, und um C_o' mit ED_a als Halbmesser einen Kreisbogen NH beschreibt, welcher in HD_a die Reaktionsgeschwindigkeit c_ρ ergiebt. Macht man ebenfalls wieder $D_aG = D_eA = c_{ne}$, so stellt GH die wirksame Geschwindigkeit c_w vor, und man erhält die nutzbare Geschwindigkeit in der zweiten Kathete HK des über HG als Hypotenuse mit der anderen Kathete $GK = BA = c_a$ gezeichneten rechtwinkligen Dreiecks. Man findet auch hier ganz ebenso wie im vorigen Paragraphen für die Cadiat'sche Turbine, dafs

$$c_w^2 = c_{na}^2 + t^2 + 2tv_a = c_a^2 + 2tv_a$$

und $c_n^2 = 2tv_a$ ist, und daraus folgt dieselbe Konstruktion wie dort. Macht man nämlich $D_aG_1 = D_aA = c_{na}$ und $G_1H_1 = c_w$, so befindet sich der auf der Geraden EG gelegene Mittelpunkt M eines durch H_1 und B gehenden Kreises von D_a im Abstande $MD_a = v_a$.

§ 17.

Segner'sches Wasserrad.

Es wurde im § 15 bemerkt, dafs man beim Weglassen der Leitschaufeln, d. h. bei radialer Zuführung des Wassers in Radialturbinen, eine Wirkung nur erreichen kann, wenn

Digitized by Google

man entweder den Austritt in schräger Richtung oder aber, wenn man den Eintritt mit einem Stoße erfolgen läfst. Diese letztere Anordnung findet sich in der That bei dem unter dem Namen des Segner'schen Wasserrades bekannten Rade, mit welchem das Althans'sche Reaktionsrad im Wesentlichen übereinstimmt. Hierbei setzen sich an das in der Mitte angebrachte Zuführungsrohr A, Fig. 38, zwei Kanäle $A\,B$ radial an, welche an ihren Enden mit seitlichen Mündungen C versehen sind, aus denen das Wasser in der Richtung tangential

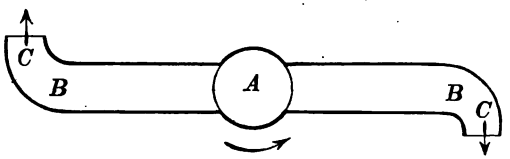


Fig. 38.

an den Umfang ausströmt, wodurch das Rad nach der entgegengesetzten, durch den Pfeil angedeuteten Richtung umgedreht wird.

In Folge dieser Anordnung wird wegen der radial angesetzten Ausflufsröhren beim Eintritte des Wassers in dieselben ein Stoß eintreten, dessen Heftigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit v_e des Eintrittsumfanges abhängig ist. Den Austritt des Wassers aus den Mündungen C kann man hierbei in der That mit einer absoluten Geschwindigkeit gleich Null stattfinden lassen, wozu man nur nöthig hat, die Ausflufsöffnungen C tangential an den Umfang zu richten und dem Rade daselbst eine Umfangsgeschwindigkeit v_a zu geben, welche der relativen Austrittsgeschwindigkeit w_a genau gleich ist. Es mufs hierbei indessen bemerkt werden, dafs man bei einer solchen Anordnung zur Fortschaffung des Wassers doch immerhin eine gewisse kleine Gefällhöhe opfern mufs, welche nöthig ist, um dem todt aus dem Rade gelangenden Wasser die zum Abfließen nöthige Geschwindigkeit zu ertheilen, was

Digitized by Google

etwa dadurch geschehen kann, daſs man das Rad um eine gewisse kleine Höhe über dem Unterwasser ausgießen läſst, so daſs das austretende Wasser durch den freien Fall von dieser Höhe die für den Abfluſs im Untergraben nöthige Geschwindigkeit erhält. Es läſst sich aber leicht aus einem einfachen Diagramm ersehen, daſs eine solche auf den ersten Blick sehr vortheilhaft erscheinende Anordnung, vermöge deren das Wasser ganz ohne Geschwindigkeit aus dem Rade tritt, keineswegs zweckmäßig genannt werden kann. Zu dem Ende bedeute $DA = c_e$, Fig. 39, die Eintrittsgeschwindigkeit, mit welcher das Wasser in radialer Richtung einem

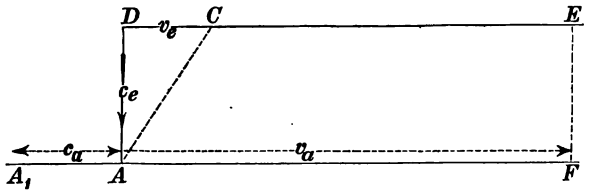


Fig. 39.

Ausfluſsrohre zufließt, das an dem Eintrittsumfange eine Geschwindigkeit $v_e = DC$ und an der äußeren Mündung eine solche $v_a = DE = AF$ haben möge. Durch den Stoß beim Eintritte wird sogleich eine gewisse mechanische Arbeit vernichtet, welche für jedes Kilogramm Wasser durch die Größe $\frac{v_e^2}{2g}$ ausgedrückt ist, so daſs von der vorhandenen wirksamen Gefällhöhe h_w nur noch der Betrag $h_w - \frac{v_e^2}{2g}$ übrig bleibt, und man hat daher in dem vorliegenden Falle diesen übrig bleibenden Betrag gleich der Summe der beiden Gefällhöhen zu setzen, welche erstens zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c_e und zweitens als Reaktionsgefälle erforderlich sind. Demgemäß hat man

$$h_w - \frac{v_e^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g} + h_\rho.$$

Digitized by Google

Soll nun, wie vorausgesetzt wurde, die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a des Wassers der äußeren Radgeschwindigkeit v_a gerade gleich und entgegengesetzt sein, wird also $w_a = FA$ vorausgesetzt, so bestimmt sich das Reaktionsgefälle h_ρ einfach derart, dafs die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = c_e = DA$, mit welcher das Wasser seinen Lauf durch den Kanal beginnt, auf die Größe $w_a = v_a = FA$ gebracht werden mufs. Man hat daher mit Rücksicht auf die Veränderung des Axenabstandes von r_e auf r_a wieder die Beziehung

$$2\,g\,h_\rho + {v_a}^2 - {v_e}^2 = {w_a}^2 - {c_e}^2 = {v_a}^2 - {c_e}^2$$

oder $h_\rho = \dfrac{{v_e}^2 - {c_e}^2}{2\,g}$. Mit diesem Werthe von h_ρ geht aber der oben angeführte Ausdruck über in

$$h_w - \frac{{v_e}^2}{2\,g} = \frac{{c_e}^2}{2\,g} + h_\rho = \frac{{v_e}^2}{2\,g},$$

und man findet in diesem Falle $v_e = \sqrt{g\,h_w} = 0{,}707\,c_w$, d. h. die Geschwindigkeit des Eintrittsumfanges mufs gleich der Endgeschwindigkeit c_w sein, welche dem halben wirksamen Gefälle h_w zugehört.

Die Nutzleistung des Rades ergiebt sich für diesen Fall, da das Wasser todt aus dem Rade tritt und daher als Verlust nur der aus der Stofswirkung beim Eintritte hervorgehende Betrag $\dfrac{{v_e}^2}{2\,g}$ in Betracht zu ziehen ist, zu

$$h_n = h_w - \frac{{v_e}^2}{2\,g} = \frac{1}{2}\,h_w.$$

Man erkennt hieraus, dafs dieses Rad, auch wenn man von allen Nebenhindernissen absehen könnte, höchstens 50 % Wirkungsgrad haben kann, dafs es in dieser Hinsicht also den gewöhnlichen Stofsrädern, welche für die vortheilhafteste Wirkung angeordnet sind, zur Seite zu stellen ist.

Es ergiebt sich als ein auf den ersten Blick vielleicht sonderbar scheinendes Resultat, dafs man den Wirkungsgrad

Digitized by Google

dieses Rades dadurch erhöhen kann, daſs man das Wasser nicht todt, sondern mit einer gewissen absoluten Geschwindigkeit c_a aus dem Rade heraustreten läſst. Dies erklärt sich dadurch, daſs bei einer solchen Anordnung zur Erzeugung der größeren relativen Austrittsgeschwindigkeit auch ein größeres Reaktionsgefälle erfordert wird, in Folge wovon nur ein entsprechend geringerer Theil des wirksamen Gefälles zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit verwendet wird, womit wiederum ein entsprechend geringerer Verlust durch den Stoß verbunden ist.

Man erkennt dies sogleich, wenn man annimmt, daſs die relative Austrittsgeschwindigkeit $w_a = v_a + c_a = FA_1$ gewählt werde, was man einfach durch eine passende Größe der Ausfluſsmündung erreichen kann. In diesem Falle erhält man ganz wie oben das Reaktionsgefälle h_ρ aus

$$c_\rho^2 + v_a^2 - v_e^2 = w_a^2 - c_e^2 = c_a^2 + 2\, c_a\, v_a + v_a^2 - c_e^2$$

zu $c_\rho^2 = c_a^2 + 2\, c_a\, v_a + v_e^2 - c_e^2$, und daher wird

$$c_w^2 - v_e^2 = c_e^2 + c_\rho^2 = c_a^2 + 2\, c_a\, v_a + v_e^2.$$

Da hier außer dem Stoßverluste $\frac{v_e^2}{2g}$ auch noch vermöge der dem Wasser verbleibenden Geschwindigkeit c_a ein Verlust $\frac{c_a^2}{2g}$ eintritt, so folgt die nutzbar gemachte Geschwindigkeit

$$c_n^2 = c_w^2 - v_e^2 - c_a^2 = 2\, c_a\, v_a + v_e^2.$$

Es würde nicht schwierig sein, diese Ausdrücke in der Figur zu konstruiren, doch soll dies nicht weiter ausgeführt werden, da diese Art von Rädern doch nur selten Anwendung findet. Wollte man beispielsweise $c_a = \frac{1}{4} c_w$ und $\frac{r_e}{r_a} = 1$ anwenden, so würde man durch die Konstruktion oder durch einfache Rechnung mit Hülfe der vorstehenden Formeln: $v_a = 1{,}51\, c_w$ und $c_n^2 = 0{,}846\, c_w^2$ erhalten. Diese Leistung ist also erheblich größer als diejenige (0,50), welche sich ergiebt, wenn das Wasser ganz ohne Geschwindigkeit aus dem Rade ge-

Digitized by Google

langt, doch fallen die Reibungswiderstände beträchtlich aus, da die relative Geschwindigkeit des Wassers den hohen Betrag $v_a + c_a = 1{,}76\, c_w$ annimmt, so dafs aus diesem Grunde diese Art von Rädern nicht empfehlenswerth erscheint. Wenn in den vorhergehenden Paragraphen die Turbinen ohne Leitschaufeln, welche von vornherein als nicht zweckmäßig erkannt werden müssen, dennoch näher besprochen wurden, so geschah es deswegen, weil die Wirkung des Wassers in denselben bisher wohl nicht hinreichend klargestellt sein dürfte, und weil einzelne dieser Räder, insbesondere die schottischen Turbinen, in gewissen Fällen wohl zur Anwendung geeignet erscheinen, besonders bei hohen Gefällen und wenn eine große Oekonomie nicht verlangt wird, aber möglichste Einfachheit erwünscht ist.

§ 18.

Schaufelprofile.

In dem Vorstehenden wurden in Bezug auf die den Turbinenschaufeln zu gebenden Formen lediglich die Winkel α, β und δ bestimmt, unter welchen die Enden der Leit- und Radschaufeln gegen die betreffenden Radumfänge zu neigen sind, während über den Verlauf der Kurve zwischen diesen Enden, durch welche die Form der Schaufel selbst festgestellt wird, nichts Näheres angeführt wurde. Man hat sich nun zwar mehrfach bemüht, aus theoretischen Betrachtungen über die Art der Wasserbewegung durch die Turbinenkanäle die Regeln abzuleiten, nach denen diese Kanäle am besten zu begrenzen sind, doch kann allen derartigen Erörterungen so lange nur ein relativ geringer Werth beigemessen werden, so lange man über die Vorgänge im Innern des durch einen Turbinenkanal fließenden Wasserkörpers nicht genauere Kenntnifs hat, als dies zur Zeit der Fall ist. Von vornherein mufs man bemerken, dafs die Gestalt der Schaufeln nur insofern von Einflufs auf die gute Wirkung einer Turbine sein kann,

Digitized by Google

als von dieser Form die schädlichen Widerstände der Reibung des Wassers abhängig sind; dafs dagegen, wenn man diese Widerstände außer Acht lassen könnte, die Gestalt der Schaufeln auf die eigentliche Wasserwirkung, d. h. für die Umwandlung der Geschwindigkeit in mechanische Arbeit ganz ohne Einflufs sein würde. Wenn man ein Kilogramm Wasser, das von der Höhe h herunterfällt, ohne Stoß in das Turbinenrad eintreten und mit einer absoluten Geschwindigkeit c_a aus dem Rade heraustreten läfst, so ist unter allen Umständen von diesem Wasser während seiner Bewegung eine mechanische Leistung verübt worden, deren Betrag durch $h - \frac{{c_a}^2}{2g}$ bestimmt ist, welche Gestalt auch die Schaufeln haben mögen. Wären daher schädliche Widerstände zwischen den Schaufeln gar nicht vorhanden, welche einen mehr oder minder großen Betrag jener Leistung aufzehren, so würde jede beliebige Schaufelform dem Zwecke gleich gut entsprechen, vorausgesetzt nur, dafs sie den gedachten Grundbedingungen des stoßfreien Eintritts und der Wasserausführung mit der thunlich kleinsten Geschwindigkeit Genüge leistete. Da nun aber die Nebenhindernisse, welche das Wasser in den Turbinenkanälen findet, einen nicht unerheblichen Theil der vorhandenen Leistung für sich in Anspruch nehmen, so wird man diejenige Schaufelform als die vortheilhafteste anzusehen haben, für welche diese Nebenhindernisse den möglich kleinsten Werth annehmen. Man wird bei dem dermaligen Zustande unserer Kenntnifs der Vorgänge bei der Bewegung des Wassers von vornherein darauf verzichten müssen, diese vortheilhafteste Schaufelform auf Grund theoretischer Betrachtungen feststellen zu wollen. Der Konstrukteur wird sich vielmehr damit begnügen müssen, sich bei der Feststellung der Schaufelform hauptsächlich von seinem praktischen Gefühle leiten zu lassen, derart, dafs solche Verhältnisse, welche erfahrungsgemäß zu erheblichen Reibungswiderständen führen, nach Möglichkeit vermieden werden. Im Allgemeinen mufs man jeden Turbinenkanal als ein gekrümmtes Rohr von

Digitized by Google

veränderlichem Querschnitte ansehen, in welchem Nebenhindernisse hauptsächlich aus der eigentlichen Reibung des Wassers an den Kanalwandungen, sowie aus der Krümmung des Rohrs entstehen, in Folge deren die einzelnen Wasserelemente wegen der nicht übereinstimmenden Wege Verschiebungen an einander, also ebenfalls gewissen Reibungen unter einander ausgesetzt sind. So wenig auch diese Verhältnisse bis jetzt erforscht sind, so weiß man doch mit Sicherheit, dafs die durch die Reibung an der Wandfläche aufgezehrte Arbeit mit der Größe der berührten Fläche und mit der Länge wächst, auf welcher diese Reibung überwunden werden mufs. Mit Rücksicht hierauf wird es also darauf ankommen, die Länge der einzelnen Kanäle so gering wie möglich zu machen. Andererseits ist wieder aus allgemeinen Betrachtungen zu folgern und wird auch überall durch die Erfahrung bestätigt, dafs die aus der Krümmung von Röhren sich ergebenden Widerstände um so größer ausfallen, je kleiner die Krümmungshalbmesser im Verhältnifs zu der Weite der Röhren sind. Aus diesem Grunde hat man bei der Anordnung der Schaufelkurven kurze oder scharfe Krümmungen nach Möglichkeit zu vermeiden. Unter Beobachtung dieser beiden Grundsätze pflegt man vielfach in der Praxis die Schaufelkurve so anzuordnen, dafs dieselbe zwischen den beiden ihrer Richtung nach gegebenen Endstücken eine möglichst kurze Verbindung bildet, deren Krümmungshalbmesser überall möglichst groß sind. Diese Betrachtung hat vielfach dazu geführt, als die gedachte Uebergangskurve zwischen den beiden Endstücken der Schaufel einen Kreisbogen als die Kurve überall gleicher Krümmung zu wählen. Hierbei ist man so viel wie möglich bestrebt, die Schaufeln so anzuordnen, dafs beim Austritte des Wassers aus den Kanälen des Laufrades wie Leitrades die Kontraktion thunlichst vermieden werde. Die letztere Bedingung läfst sich bei den Axialturbinen einfach dadurch erreichen, dafs man die Endstücke der Schaufeln in einer gewissen Erstreckung geradlinig bildet, wie dies am besten

Digitized by Google

aus Fig. 40 ersichtlich ist. Hierin stelle $A A_2 F_2 F$ den zu einer Ebene gestreckten oder abgewickelten, zur Axe konzentrischen cylindrischen Schnitt durch eine Axialturbine vor, und ebenso bedeute der Streifen $B D$ den abgewickelten Schnitt durch das Leitrad. Es möge $B B_1 = B_1 B_2$ die Entfernung zweier Leitschaufeln und $A A_1 = A_1 A_2 = F F_1 = F_1 F_2$ die Theilung für die Radschaufeln sein, ferner sollen die nach dem Vorhergehenden bestimmten Neigungswinkel der

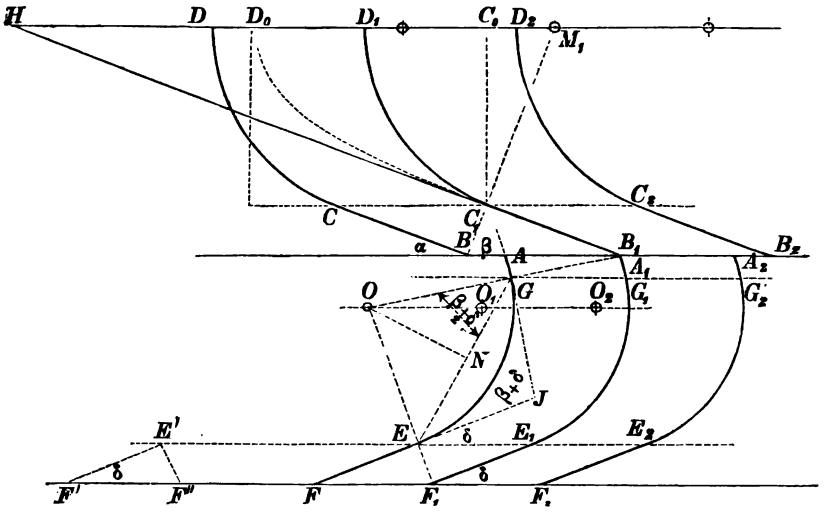


Fig. 40.

Schaufeln gegen die Querschnittsebene bezw. durch α, β und δ gegeben sein.

Um das von oben vertikal niedersinkende Wasser ohne Stoß oder plötzliche Richtungsänderung in die Leitzellen zu führen, wird man die Leitschaufeln vertikal beginnen lassen, und um einen Austritt aus dem Leitrade ohne Kontraktion zu erzielen, kann man die unteren Enden der Leitschaufeln in derjenigen Länge $C B = C_1 B_1 = C_2 B_2 \ldots$ geradlinig begrenzen, welche sich ergiebt, wenn man von irgend einem Theilpunkte B auf die durch den folgenden Punkt B_1 gehende

Digitized by Google

Schaufelrichtung das Loth BC_1 zieht. Die durch C_1 mit BB_2 parallel gelegte Gerade begrenzt alsdann die unteren geradlinig zu bildenden Stücke der Leitschaufeln. Schließt man an diese geraden Enden tangential Kreisbögen an, welche in DD_2 vertikal beginnen sollen, so erhält man offenbar den Mittelpunkt M_1 für einen solchen Kreisbogen in dem Durchschnittspunkte des verlängerten Lothes BC_1 mit der oberen Begrenzung DD_2. Man erkennt aus dieser Konstruktion, dafs das Wasser ohne Kontraktion zum Austritte gelangt, indem die in B und C_1 sich bewegenden äußersten Wasserfäden dieselbe Richtung CA oder C_1A_1 haben.

In verschiedenen Turbinenlehren wird auch vorgeschlagen, das obere gekrümmte Stück CD der Leitschaufel nach einer Parabel zu formen, welche in DD_2 ihren Scheitel hat und sich in C tangential an CB anschmiegt. Eine solche parabolische Form, wie sie in der Figur durch die punktirte Linie C_1D_0 dargestellt wird, läfst sich leicht zeichnen, wenn man bedenkt, dafs der Scheitel D_0 auf DD_2 in der Mitte zwischen dem Schnittpunkte H und der Projektion C_0 von C_1 auf DD_2 gelegen ist. Diese Parabel hat offenbar in der Nähe des Scheitels bei D_0 kleinere und in der Nähe des Endstückes bei C größere Krümmungshalbmesser als der Kreisbogen CD, für welchen der Krümmungshalbmesser ein mittleres Maß hat. Da nun die Wasserwiderstände, wie oben bemerkt, mit abnehmendem Krümmungshalbmesser ziemlich schnell wachsen, so würde die Führung des Wassers in einer solchen Bahn mit wechselnden Krümmungen nicht vortheilhaft erscheinen, wenn das Wasser überall dieselbe Geschwindigkeit hätte. Weil aber die Widerstände auch mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsen, und die Geschwindigkeit des Wassers in DD_2 beim Eintritte in den Leitkanal viel kleiner ist, als diejenige, die das Wasser in der Ebene CC_2 erlangt hat, so kann man hieraus vermuthen, dafs eine parabolische Form der Leitkanäle wohl eine zweckmäßige sein werde. Es ist nämlich hierbei die stärkste Krümmung bei D_0, also an einer Stelle vorhanden, wo diese Krümmung wegen der noch

Digitized by Google

geringen Geschwindigkeit weniger nachtheilig wirkt, dagegen findet sich an der Stelle bei C_1, wo die Wassergeschwindigkeit schon beträchtlich ist, eine verhältnifsmäßig schwache Krümmung vor. Man wird überhaupt immer bei Schaufeln, welche aus Theilen verschiedener Krümmung zusammengesetzt werden, wie dies z. B. bei den häufig aus zwei Kreisbogen gebildeten Schaufelkurven der Radialturbinen der Fall ist, darauf achten, dafs die stärkere Krümmung an solcher Stelle gegeben werde, an welcher die Geschwindigkeit den geringeren Werth hat und umgekehrt.

In gleicher Art ergiebt sich nun auch die Verzeichnung der Kurve für die Radschaufeln, indem man von A_1 eine Senkrechte $A_1 G$ auf die Schaufelrichtung in A zieht; die durch G mit $A A_2$ parallel gelegte Gerade schneidet dann die geradlinig zu bildenden Anfänge $A G$, $A_1 G_1 \ldots$ der Radschaufeln ab. Ebenso läfst sich leicht die horizontale Gerade $E E_1 E_2$ angeben, welche die gerade zu bildenden Endstücke der Radschaufeln begrenzt, wenn man durch irgend einen Punkt F' des unteren Randes gegen diesen unter dem Winkel δ die Schaufelrichtung $F' E'$ anträgt und von dem um die Schaufeltheilung $F F_1$ von F' entfernten Punkte F'' die Senkrechte $F'' E'$ zu dieser Richtung legt, welche den Punkt E' liefert, durch den die Gerade $E E_1$ zu ziehen ist. Es handelt sich also nur darum, für irgend eine, z. B. für die durch A gehende Radschaufel den Mittelpunkt O für das mittlere kreisförmige Stück des Profils zu bestimmen. Dieser Mittelpunkt liegt zunächst auf der von A_1 senkrecht zu $A G$ gezogenen Geraden, auf welcher man ihn leicht mit Rücksicht darauf findet, dafs eine an $A_1 G$ unter dem Winkel $O G E = \frac{\beta + \delta}{2}$ in G gelegte Gerade $G E$ in ihrem Durchschnittspunkte E mit der durch E' gehenden Horizontalen einen zweiten Punkt liefert, durch welchen der in G beginnende Kreisbogen $G E$ hindurchgeht. Man hat daher nur nöthig, in der Mitte N von $G E$ ein Loth zu errichten, welches den gesuchten Mittelpunkt O für die durch G gehende Radschaufel

Digitized by Google

ergiebt. Dafs die Mittelpunkte für die übrigen Schaufeln auf der durch O mit $A A_2$ parallel gelegten Geraden $O O_1 O_2 \ldots$ in Entfernungen gleich der Schaufeltheilung liegen, folgt sogleich. Dafs übrigens der erhaltene Kreisbogen in E eine Tangente EJ hat, welche unter dem verlangten Winkel δ gegen $F F_2$ geneigt ist, folgt aus der Konstruktion, wonach $O G N = \frac{\beta + \delta}{2}$ ist, daher $G O E = 180^0 - (\beta + \delta)$ und somit der Winkel der Tangenten GJ und EJ zu $\beta + \delta$ sich ergiebt.

Wollte man auch bei den Radschaufeln die Verschiedenheit der relativen Geschwindigkeit, von welcher hier die Reibungswiderstände abhängen, berücksichtigen, indem man an der Stelle der kleinsten relativen Geschwindigkeit die verhältnifsmäßig stärkste Krümmung anordnet, so könnte man die geraden Endstücke ebenfalls durch eine parabolische Kurve mit einander verbinden, indem man die Axe der Parabel horizontal legt, so dafs der Scheitel als der Punkt der stärksten Krümmung an diejenige Stelle zu liegen kommt, an welcher die relative Geschwindigkeit vertikal gerichtet ist, da nach dem Diagramme dieser vertikalen Richtung die kleinste Geschwindigkeit zukommt. Eine solche parabolische Schaufelform wird in der That auch in einzelnen Turbinenlehren empfohlen und dürfte sich besonders für Turbinen mit großer Reaktionswirkung, z. B. für solche mit vertikal anfangenden Radschaufeln eignen, da bei diesen die relative Geschwindigkeit des Wassers sehr veränderlich ist.

Dagegen bleibt die relative Geschwindigkeit des Wassers bei den reinen Aktionsturbinen nahezu konstant, so dafs für dieselben die kreisförmige Gestalt des Schaufelprofils vorzüglicher erscheint. Es kann hierbei bemerkt werden, dafs man bei den reinen Aktionsturbinen auch eigentlich keine Veranlassung hat, die Enden der Schaufeln zur Vermeidung der Kontraktion geradlinig zu gestalten, weil bei diesen Turbinen die einzelnen Radkanäle niemals gänzlich vom Wasser erfüllt sind. Wie aus den späteren Betrachtungen sich nämlich ergeben wird, ist der Radkanal einer Aktionsturbine

Digitized by Google

Fig. 41 und 42, weder im Innern noch beim Eintritte gänzlich vom Wasser ausgefüllt, vielmehr nimmt wegen der Schaufeldicken der Strahl schon beim Eintritte nur einen Theil $A_0 A_1$ der ganzen Eintrittsbreite $A A_1$ in Anspruch. Nur an der Austrittsstelle $F F_1$ wird man die Neigung so zu wählen haben, dafs der ganze Querschnitt ausgefüllt ist, um das Wasser mit möglichst kleiner Geschwindigkeit zu entlassen. Die Figuren 41 und 42 stellen zwei verschiedene Schaufelformen für Aktionsturbinen vor, und zwar sind in

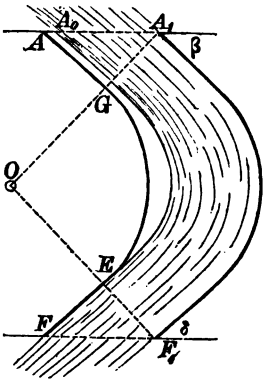


Fig. 41.

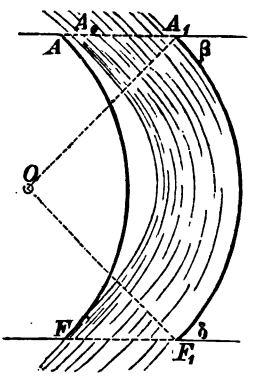


Fig. 42.

Fig. 41 solche mit geraden Enden von der vorstehend angegebenen Form gezeichnet, während die Profile der Fig. 42 lediglich durch Kreisbögen gebildet sind, welche unter den betreffenden Winkeln β und δ gegen die Radumfänge geneigt sind. Die Betrachtung des durch den Kanal fließenden Wasserkörpers läfst sofort erkennen, dafs in Fig. 41 die geraden Anfänge bei A zwecklos und die geraden Auslaufstücke $E F$ eher schädlich als vortheilhaft sind, indem sie die berührte Wandfläche vergrößern, und dafs in Folge dieser geraden Stücke der Halbmesser $r = O G$ des Bogenstückes ein sehr kleiner, daher der Krümmungswiderstand ein verhältnifsmäßig großer ist. Dagegen mufs die einfache Kreisform der

Digitized by Google

Fig. 42 wegen des größeren Krümmungshalbmessers für Aktionsturbinen mit nur theilweise gefüllten Schaufeln zweckmäßiger erscheinen.

Auch für die Radialturbinen kann man die Schaufeln passend nach Kreisbögen ausbilden, nur ist hier aus leicht ersichtlichen Gründen die Anwendung gerader Endstücke nicht thunlich. Um aber trotzdem einen Ausfluſs möglichst ohne Kontraktion zu erzielen, pflegt man wohl bei Fourneyron'schen Turbinen jede Radschaufel aus zwei tangential in einander übergehenden Kreisbögen zusammenzusetzen, von welchen der mit dem größeren Halbmesser beschriebene dem äußeren Theile der Schaufel angehört, welchen das Wasser mit größerer relativer Geschwindigkeit durchströmt. Die Leitschaufeln pflegt man dabei meist nur durch einen einzigen Kreisbogen zu profiliren, welcher innerlich radial und nach außen unter dem Winkel α gegen den Umfang des Rades gerichtet ist. Zur Erläuterung ist in Fig. 43 eine aus Weisbach's Ingenieur- und Maschinenmechanik entnommene Konstruktion angeführt.

Der durch AA dargestellte Kreis stellt den Spalt zwischen dem Laufrade AE und dem Leitapparate AC vor, welcher letztere mit den kreisförmigen Leitschaufeln ab versehen ist, die in a unter dem Winkel α gegen den Umfang gerichtet sind, während die in dem Kreise BB gelegenen Enden daselbst radial beginnen. Um den Mittelpunkt N einer solchen Leitschaufel zu bestimmen, hat man nur an den Radius aC ihres Endpunktes a in C den Winkel $aCd = 90^0 + \alpha$ anzutragen, dann erhält man durch die Verbindungslinie von d und a einen zweiten Schnittpunkt b in dem Kreise B, durch den der Schaufelkreis ba ebenfalls hindurchgehen muſs, dessen Mittelpunkt N also leicht gefunden wird, sobald man in der Mitte n von ab ein Loth hierauf errichtet. Daſs dieser Kreis in b senkrecht auf dem Kreise BB steht, wie verlangt wird, erkennt man leicht daraus, daſs in dem gleichschenkeligen Dreiecke Cdb jeder Winkel bei d und b gleich

$$180^0 - (90^0 + \alpha) - \eta = 90^0 - (\alpha + \eta)$$

Digitized by Google

ist, während von den Winkeln in dem gleichschenkeligen Dreiecke Nab bei a und b jeder gleich $\alpha + \eta$ ist, folglich ist $NbC = 90^0$.

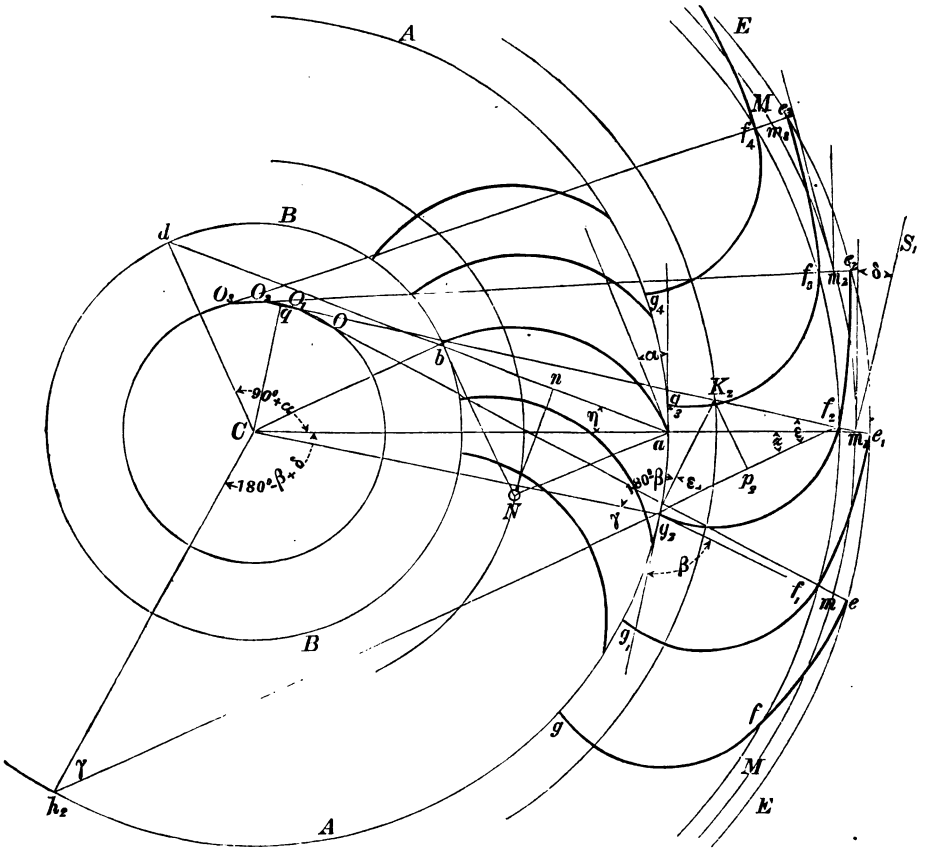


Fig. 43.

Jede Radschaufel wird durch zwei Kreisbögen ef und fg begrenzt, welche in f tangential in einander übergehen und von denen der innere fg mit dem Kreise A den Winkel β bildet, während der äußere ef den durch die Mitten m der normalen Kanalquerschnitte ef gehenden Kreis MM unter

Digitized by Google

dem geforderten Austrittswinkel δ durchschneidet. Um die Mittelpunkte K und O für diese Kreise zu finden, theilt man den Kreis M in die der Schaufelzahl entsprechende Anzahl gleicher Theile und denkt in den Theilpunkten wie m_1 gerade Linien $m_1 S_1$ unter dem Winkel δ gegen den Umfang gelegt, auf welche Linien dann die dazu Senkrechten $m O$, $m_1 O_1$, $m_2 O_2$ u. s. w. gezogen werden. Hierdurch erhält man eine Anzahl Schnittpunkte O, welche sämmtlich in einem Kreise um C gelegen sind, und welche als die Mittelpunkte für die Kreise ef, $e_1 f_1$, $e_2 f_2$ .. gelten. Als Halbmesser für alle diese Kreise dient die Strecke $m_1 q$, welche man erhält, wenn man den Radius $m_1 C$ irgend eines Theilpunktes m_1 auf die durch denselben Theilpunkt gehende, um δ davon abweichende Gerade mittelst des Lothes Cq projicirt. Diesen Radius benutzt man, um von O_1 den Bogen $e_1 f_1$, von O_2 denjenigen $e_2 f_2$ u. s. w zu zeichnen. Da hiernach $e_1 f_2 O_1$ und O_2 in gerader Linie gelegen sind, so erkennt man, dafs das an e_1 austretende Wassertheilchen in einer Richtung sich bewegt, welche der Richtung des bei f_2 frei werdenden parallel ist, daher die Kontraktion des Wassers möglichst vermieden wird.

Um den inneren in f sich tangential an ef anschließenden Kreisbogen fg so zu zeichnen, dafs derselbe den Kreis AA unter dem vorgeschriebenen Winkel β schneidet, trägt man an den Radius $f_2 C$ den Winkel $f_2 C h_2 = 180^0 - \beta + \delta$ an und zieht die Verbindungslinie $f_2 h_2$, welche in dem anderen Durchschnittspunkte g_2 mit dem Kreise AA denjenigen Punkt liefert, durch welchen der zu zeichnende Kreis $f_2 g_2$ hindurchgehen mufs. Den auf $f_2 O_2$ gelegenen Mittelpunkt K_2 dieses Kreises findet man dann einfach in der in der Mitte p_2 zwischen f_2 und g_2 zu $f_2 g_2$ senkrecht gezogenen Geraden. Dafs der so gefundene Kreis denjenigen AA in g_2 unter dem Winkel β schneidet, ergiebt sich daraus, dafs nach der Konstruktion der Winkel der beiden Radien Cg_2 und $K_2 g_2$ den Werth $180^0 - \beta$ annimmt. Es folgt nämlich aus der Figur dieser Winkel $K_2 g_2 C = 180^0 - \gamma - \varepsilon$, wenn mit γ und ε die

Digitized by Google

Winkel an den Grundlinien der beiden gleichschenkeligen Dreiecke Cg_2h_2 und Kg_2f_2 bezeichnet werden. Nun ist aber genügend genau $\varepsilon = K_2f_2g_2 = \varepsilon + \delta$, folglich hat man auch $K_2g_2C = 180 - \gamma - \varepsilon - \delta$, und da in dem Dreiecke Cf_2h_2 für $180 - \gamma - \varepsilon$ der dritte Dreieckswinkel $f_1Ch_2 = 180^0 - \beta + \delta$ gesetzt gesetzt werden kann, so folgt auch $K_2g_2C = 180^0 - \beta$, daher der Kreis f_2g_2 mit demjenigen AA in g_2 den Winkel β einschließt.

Die Schwungarme der schottischen Turbinen kann man nach Redtenbacher passend derart verzeichnen, dafs man für die Mittellinie eines jeden Armes eine Spirallinie (archimedische) annimmt und in hinreichend vielen Punkten derselben auf den durch dieselben gehenden, zur Axe koncentrischen Kreisen die halben peripherisch gemessenen Weiten des Kanals daselbst anträgt, wodurch die Begrenzungen der beiden nach außen hin sich einander nähernden Wandungen eines Kanals bestimmt werden. Man hat hierbei darauf zu achten, dafs die für die Mittellinie angenommene Kurve den inneren Kreis unter dem Winkel β, den äußeren unter dem Winkel δ schneidet. Man kann zwar auch hier jeden Kanal durch mehrere Kreisbögen begrenzen, welche tangential in einander übergehen und nach außen hin an Durchmesser zunehmen, doch mufs die Anordnung einer stetigen Kurve, wie die Spirale ist, vorzüglicher erscheinen. Es läfst sich wenigstens vermuthen, dafs diese Kurve verhältnifsmäßig geringe Reibungswiderstände verursacht, da bei ihr nach außen hin die Krümmungshalbmesser stetig zunehmen; eine Anordnung, die nach den oben gemachten Bemerkungen deswegen vortheilhaft erscheint, weil auch die relative Geschwindigkeit des Wassers in dem Schwungarme einer schottischen Turbine stetig von innen nach außen zunimmt.

Digitized by Google

§ 19.

Schaufelflächen.

Die nach dem vorigen Paragraphen gezeichneten Schaufelkurven der Profile dienen nun zur Feststellung der Flächen, nach denen man die Schaufeln selbst auszuführen hat. Bei allen Radialturbinen hat diese Bestimmung keine Schwierigkeit, indem man die Schaufeln als normale Cylinderflächen ausführt, deren Axenrichtung mit der der Radaxe parallel ist und deren Grundlinien die nach dem Vorstehenden entworfenen Schaufelkurven sind. Hierbei ist es ohne Einfluſs, ob die beiden Radkränze parallele Ebenen mit überall gleichem Abstande sind, oder ob der Abstand etwa nach der Austrittsöffnung hin sich vergrößert, wie dies bei manchen Konstruktionen aus dem Grunde angeordnet wird, um die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers möglichst klein zu halten. Die Radkränze nehmen in diesem Falle eine konische Form an, die Gestalt der Schaufelflächen wird jedoch dadurch nicht verändert.

Größere Aufmerksamkeit erfordert die Feststellung der Schaufelflächen für Axialturbinen aus dem Grunde, weil die für eine richtige Wasserwirkung maßgebenden Winkel α, β und δ in verschiedenen Abständen von der Axe verschieden große Werthe annehmen müssen, entsprechend den verschieden großen Umfangsgeschwindigkeiten des Rades in diesen Abständen.

Es wurde nämlich früher bei der Betrachtung der Axialturbinen immer nur ein ringförmiges Turbinenelement von Halbmesser r und einer unendlich kleinen radialen Breite vorausgesetzt, und zwar muſste dies geschehen, weil die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades mit dem Halbmesser r direkt veränderlich ist, so daſs das entworfene Diagramm nur für einen ganz bestimmten, nämlich den zu Grunde gelegten Axenabstand r gelten kann.

Digitized by Google

Es folgt hieraus, dafs man bei einer Axialturbine, deren innerer Kranz den Halbmesser r_i und deren äußerer Kranz denjenigen r_a haben möge, die Winkel α, β und δ eigentlich für jeden zwischen r_i und r_a liegenden Halbmesser durch ein besonderes Diagramm festzustellen hätte, wenn für alle diese Abstände den Bedingungen einer richtigen Wasserwirkung genügt werden soll. In der Praxis hilft man sich mit der Anwendung einer nur annähernd richtigen Schaufelform, zu welcher man meistens in folgender Art gelangt.

Man denkt sich von der Axialturbine das Leitrad wie Laufrad durch einen zur Axe koncentrischen Cylinder von einem bestimmten, am besten dem mittleren Halbmesser $r_m = \frac{r_i + r_a}{2}$, durchschnitten, diesen Schnitt in bekannter Weise zu einer Ebene gestreckt und darauf die Profile der Schaufeln etwa in der im vorigen Paragraphen angegebenen Art entworfen. Alsdann denkt man sich die Zeichnung wieder auf den betreffenden Cylindermantel aufgewickelt und betrachtet die nunmehr auf dem Mantel dieses Cylinders befindlichen Profile als die Leitkurven für die Erzeugung der zugehörigen Schaufelflächen. Diese Erzeugung denkt man sich dabei in der Weise vor sich gehend, dafs man eine erzeugende Gerade auf diesen Leitkurven derartig entlang führt, dafs diese Gerade stets die Radaxe unter rechten Winkeln durchschneidet. Hierdurch entstehen offenbar Flächen, welche man als normale Schraubenflächen von veränderlicher Steigung ansehen kann, und es möge für diese Flächen in der Folge der Kürze wegen der Ausdruck schraubenförmige Schaufeln gewählt werden. Man hat hierbei selbstverständlich nicht an die gewöhnlichen Schraubenfiächen mit konstanter Steigung, sondern an allgemeine Schraubenflächen zu denken, deren Steigungsverhältnisse von der Art der für die Profile zu Grunde gelegten Kurven abhängig sind. Eine Schraubenfläche von konstanter Steigung wurde beiläufig im § 10 als eine solche erkannt, welche zur Erzielung einer Nutzleistung bei Turbinen ganz ungeeignet ist.

Digitized by Google

Es ist nun zunächst zu untersuchen, ob die so gebildeten Schraubenflächen den Bedingungen der richtigen Wasserwirkung außer in dem zu Grunde gelegten Abstande r_m auch in jedem anderen Abstande, namentlich also auch am inneren und äußeren Radkranze Genüge leisten. Zunächst läfst sich der Charakter der erhaltenen Flächen leicht feststellen, wenn man sich die erzeugende Linie in zwei sehr nahe auf einander folgenden Lagen vorstellt, welche etwa um den Winkel ω von einander abweichen, uud es sei hierfür unter a der in der Axe gemessene senkrechte Abstand dieser beiden Lagen verstanden. Denkt man sich das zwischen diesen beiden Lagen der Erzeugungslinie L gelegene Flächenelement durch irgend einen von der Axe um r abstehenden Cylinder geschnitten, so gilt offenbar für den Winkel φ, welchen die Schnittlinie mit der zur Axe senkrechten Ebene bildet, allgemein die Beziehung $\operatorname{tg} \varphi = \frac{a}{r\,\omega}$ und daher im Besonderen für die Winkel φ_i und φ_a innen und außen:

$$\operatorname{tg} \varphi_i = \frac{a}{r_i\,\omega} \quad \text{und} \quad \operatorname{tg} \varphi_a = \frac{a}{r_a\,\omega}.$$

Mit Hülfe dieser Eigenschaft der Schraubenflächen ist es nun leicht, die letztere hinsichtlich ihrer Richtigkeit als Schaufelfläche zu prüfen.

Es sei $A\,B_m\,C_m\,D\,E_m$, Fig. 44, das in bekannter Weise für den mittleren Halbmesser r_m gezeichnete Diagramm für eine Axialturbine, so dafs α_m, β_m, δ_m die betreffenden Neigungswinkel der Schaufelenden sind und $D\,E_m$ die Umfangsgeschwindigkeit v_m vorstellt. Hat man dieses Diagramm, bezw. die demselben gemäß gezeichneten Schaufelprofile der Entstehung der Schraubenschaufeln zu Grunde gelegt, so findet man der vorgedachten Eigenschaft derselben zufolge für den äußeren Halbmesser r_a die betreffenden Winkel α_a, β_a und δ_a, wenn man $B_a\,D = \frac{r_a}{r_m}\,B_m\,D$, $C_a\,D = \frac{r_a}{r_m}\,C_m\,D$ und $E_a\,D = \frac{r_a}{r_m}\,E_m\,D$ anträgt und die Punkte B_a, C_a, E_a

Digitized by Google

mit A verbindet. Ebenso erhält man für den inneren Kranz die Winkel α_i, β_i und δ_i, wenn man $B_i D = \frac{r_i}{r_m} B_m D$, $C_i D = \frac{r_i}{r_m} C_m D$ und $E_i D = \frac{r_i}{r_m} E_m D$ macht.

Man erkennt nun, dafs in Folge dieser Konstruktion auch v_a, d. h. $\frac{r_a}{r_m} B_m C_m = B_a C_a = E_a D$ und v_i, d. h. $\frac{r_i}{r_m} B_m C_m$

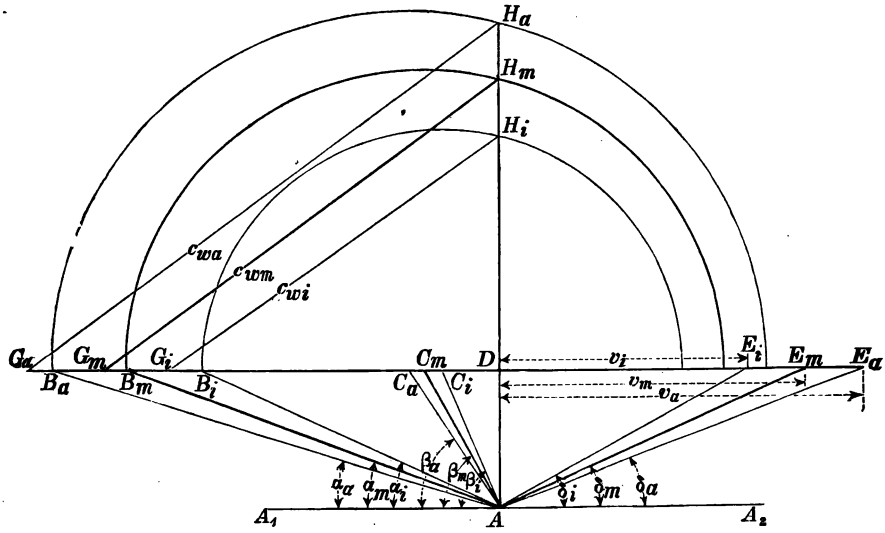


Fig. 44.

$= B_i C_i = E_i D$ ist, und man schliefst daraus, dafs die inneren und äufseren Profile zwar den Bedingungen des stofsfreien Eintritts und des normalen Austritts entsprechen, aber dafs dies nicht für das dem mittleren Diagramm zu Grunde gelegte Gefälle zutreffen kann, wie man ebenfalls aus der Figur leicht ersieht. Entwirft man nämlich in dem mittleren Diagramm durch den um C_m mit $C_m B_m$ als Halbmesser beschriebenen Kreis die Reaktionsgeschwindigkeit $H_m D$ und macht $D G_m = A B_m$, so erhält man bekanntlich in $H_m G_m = c_w$

Digitized by Google

die zugehörige wirksame Geschwindigkeit, für welche die Turbine mit der Geschwindigkeit $v_m = B_m C_m$ umläuft. Dieselbe Konstruktion auch für den äußeren Kranz ausgeführt, giebt ebenso in $H_a G_a = c_{wa}$ die wirksame Geschwindigkeit, welche vorhanden sein müfste, wenn das Diagramm $A B_a C_a D E_a$ gültig sein sollte. In gleicher Weise würde für den inneren Kranz die Gültigkeit des Diagramms $A B_i C_i D E_i$ an die Bedingung geknüpft sein, dafs die wirksame Geschwindigkeit c_{wi} durch $H_i G_i$ dargestellt wäre.

Da nun aber das wirksame Gefälle h_w und sonach auch die wirksame Geschwindigkeit $c_w = \sqrt{2 g h_w}$ für alle Halbmesser gleich groß anzunehmen ist, so erkennt man aus dem Vorstehenden, dafs in Wirklichkeit die Eintrittsgeschwindigkeit im Innern größer als $B_i A$ ist, d. h. größer als sie eigentlich nur sein müfste, in Folge wovon das Wasser im Innern gegen die Schaufeln stoßen wird. Ebenso folgt die wirkliche Eintrittsgeschwindigkeit außen kleiner als $B_a A$, d. h. hier werden die zu schnell laufenden Schaufeln gegen das Wasser stoßen. Auch wird weder am inneren noch am äußeren Kranze das Wasser in normaler Richtung austreten.

Es ist klar, dafs diese Unregelmäßigkeiten in allen Abständen mit alleiniger Ausnahme des der Konstruktion zu Grunde liegenden r_m vorkommen müssen, und dafs die Abweichungen an irgend einer Stelle um so größer ausfallen, je größer der Unterschied zwischen dem Halbmesser daselbst und demjenigen r_m ist. Bei den gewöhnlichen Ausführungen von Axialturbinen, wofür das Verhältnifs $\frac{r_i}{r_m}$ nur selten gleich $^2/_3$, meistens zwischen $^3/_4$ und $^4/_5$ gewählt wird, sind die aus diesen Unregelmäßigkeiten folgenden Arbeitsverluste nur gering, und mit Rücksicht darauf erklärt sich wohl die allgemeine Anwendung der Schraubenflächen bei den Axialturbinen.

Ein Umstand möge hier noch hervorgehoben werden. Wenn das Wasser in allen Abständen von der Axe mit der

Digitized by Google

den Schaufelneigungen zukommenden Geschwindigkeit zufließen würde, also mit $B_i A$ im Innern und $B_a A$ außen, so würde in allen Punkten die axiale Durchgangsgeschwindigkeit denselben Betrag DA haben. In diesem Falle dürfte die Annahme gerechtfertigt erscheinen, welche man zuweilen behufs Ermittelung des besten Schaufelprofils gemacht hat, dafs das Wasser in parallelen zur Axe senkrechten Schichten durch das Rad hindurchgehe. Da die Eintrittsgeschwindigkeiten aber nach dem Vorbemerkten dieser obigen Bedingung nicht entsprechen, so mufs jene Annahme der Bewegung des Wassers in parallelen horizontalen Schichten als eine unzutreffende angesehen werden, und die darauf hinsichtlich der Schaufelform gestützten Schlufsfolgerungen erscheinen nicht berechtigt. Ebenso wird man nur ein angenähertes Resultat erhalten, wenn man zur Bestimmung der Radabmessungen annimmt, das Wasser bewege sich in allen Punkten mit derselben axialen Geschwindigkeit durch das Rad und indem man daher die Eintrittsöffnung F_e durch Division des pro Sekunde aufzuschlagenden Wassers Q mit dieser Geschwindigkeit bestimmt. Bedeutend wird allerdings die Abweichung von der Wahrheit auch hier nicht sein, vorausgesetzt, dafs man der Konstruktion das Profil des mittleren Halbmessers $r_m = \frac{r_i + r_a}{a}$ zu Grunde legt und dafs die Halbmesser r_i und r_a nicht zu große Verschiedenheit zeigen.

Man hat sich auch bemüht, anstatt der schraubenförmigen Gestalt der Radschaufeln bei Axialturbinen eine korrekte Form in Anwendung zu bringen, welche in jedem Axenabstande den stoßfreien Eintritt und den normalen Austritt erreichen läfst. Insbesondere hat v. Reiche in seiner Turbinentheorie eine solche Form für Reaktionsturbinen angegeben, welche auf dem Wege der Rechnung derart festgestellt wird, dafs man für eine größere Anzahl von Halbmessern zwischen r_i und r_a die Winkel und Profile feststellt, und die letzteren durch eine stetige Fläche verbunden denkt, die natürlich nicht mehr den Charakter der normalen Schraubenfläche zeigt.

Digitized by Google

Mit Hülfe des Diagramms kann man leicht eine beliebige Anzahl von Schaufelprofilen feststellen, welche sämmtlich nicht nur den Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts genügen, sondern für welche auch noch eine andere Forderung gestellt werden darf, z. B. diejenige, daſs das Wasser in allen Axenentfernungen mit derselben axialen Durchgangsgeschwindigkeit c_a sich bewege. Es sei etwa durch $A_m B D_m E_m$ in Fig. 45 das Diagramm für den mittleren Cylinderschnitt vom Halbmesser r_m einer Axialturbine entworfen, wobei der Einfachheit wegen $\beta = 90^0$ vorausgesetzt ist, eine Annahme, welche indessen nicht allgemein nothwendig ist. Es sei ferner die Bedingung gestellt, daſs die axiale Geschwindigkeitskomponente überall den Werth $c_a = D_m A_m$ haben soll. Dann ist auch die nutzbare Geschwindigkeit $c_n = H_m B$ überall dieselbe, da allgemein $c_n^2 = c_w^2 - c_a^2$ ist. Man hat daher nur nöthig, mit der Strecke $B H_m = c_n$ um B einen Kreisbogen zu zeichnen und dann mit der Umfangsgeschwindigkeit v irgend eines Punktes vom Axenabstande r, also etwa mit v_i für den inneren Radkranz, einen durch B gehenden Halbkreis zu zeichnen, dessen Mittelpunkt auf $B E_m$ etwa in C_i liege. Der Schnittpunkt H_i der beiden Kreise liefert dann in seinem vertikalen Abstande $H_i D_i$ über dem Durchmesser die zugehörige Reaktionsgeschwindigkeit $c_{\rho i}$, und wenn man $H_i D_i$ bis A_i um die konstante Axialgeschwindigkeit $c_a = D_i A_i$ verlängert, so erhält man in $B A_i$ die Richtung des letzten Leitschaufelelementes und in $C_i A_i$ diejenige des Anfangs der Radschaufeln für den betreffenden Axenabstand r_i. Den Neigungswinkel $\delta_i = E_i A_i A_2$ der Radschaufeln gegen den Austrittsquerschnitt erhält man natürlich wie gewöhnlich, indem man $D_i E_i = B C_i = v_i$ macht. In der Figur sind in gleicher Art die Neigungswinkel für den äußeren Radkranz vom Halbmesser r_a entsprechend der Umfangsgeschwindigkeit $v_a = B C_a$ entworfen. Es ist klar, daſs man in dieser Weise für beliebig viele Abstände zwischen r_i und r_a dieselbe Konstruktion wiederholen kann, wofür die Lagen von H zwischen H_i und H_a und die-

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.
Digitized by Google

jenigen von A zwischen A_i und A_a fallen. Denkt man sich nun für alle diese Abstände nach dem vorigen Paragraphen

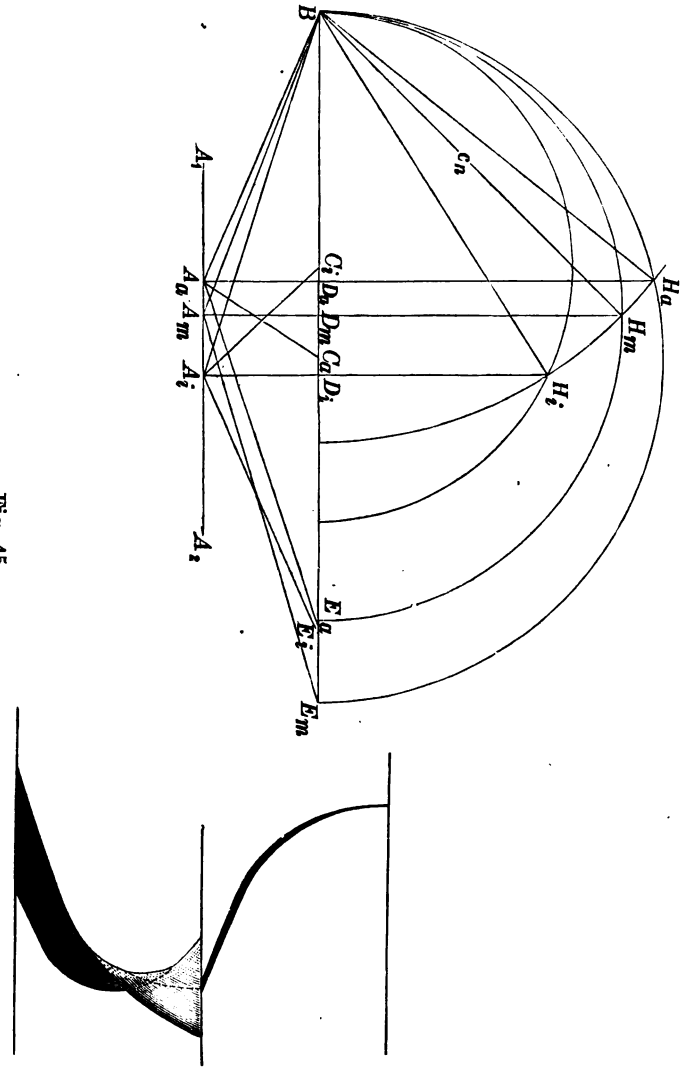


Fig. 45.

die zugehörigen Schaufelprofile entworfen, so kann man eine Schaufelfläche so konstruiren, dafs sie in den verschiedenen

Digitized by Google

Axenentfernungen diese Profile erhält. Diese Fläche kann offenbar noch sehr verschiedene Gestaltung annehmen, denn man hat volle Freiheit, die einzelnen von innen nach außen auf einander folgenden Profile gegen einander zu versetzen, wobei es sich empfehlen wird, die Anordnung so zu treffen, daſs die obere Eintrittskante der Radschaufeln und die untere Auslaufkante der Leitschaufeln nicht gleichzeitig radial gerichtet sind, sondern gegen einander etwa um eine Schaufeltheilung geneigt stehen. Bei dieser Anordnung nämlich werden die durch die Dicken der Schaufelbleche unvermeidlich herbeigeführten Stoßwirkungen weniger plötzlich auftreten. In der Fig. 45 sind zwei dem Diagramm entsprechende Schaufeln für das Leit- und Laufrad angedeutet. Die Betrachtung des Diagramms lehrt, daſs die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_e bei dieser Konstruktion nicht in allen Punkten dieselbe ist, sondern von dem größten Werthe BA_i im Innern auf den kleinsten Werth BA_a außen herabsinkt, und daſs demzufolge wiederum die Reaktionsgeschwindigkeit außen am größten gleich $H_a D_a$ und innen am kleinsten gleich $H_i D_i$ ist. In Folge dieses Zusammenhangs hat die gezeichnete Schaufelform eine interessante Eigenthümlichkeit, auf welche schon v. Reiche, der diese Schaufelfläche zuerst angab, aufmerksam gemacht hat. Diese Eigenthümlichkeit besteht nämlich in Folgendem. Irgend ein Wassertheilchen im Axenabstande r, welches mit der Eintrittsgeschwindigkeit c_e unter dem Neigungswinkel α in das Rad tritt, ist hierbei einer gewissen Centrifugalkraft deswegen ausgesetzt, weil das Wassertheilchen, anstatt in der Tangentialebene sich zu bewegen, gezwungen ist, in einem Cylindermantel vom Halbmesser r zu verbleiben. Die Größe dieser Centrifugalkraft ergiebt sich für die Masse m wegen der hier nur in Betracht kommenden horizontalen Geschwindigkeitskomponente $v_e \cos \alpha$ zu $C = m \frac{(v_e \cos \alpha)^2}{r}$. Denkt man sich nun das Wassertheilchen etwa als ein sehr kleines Parallelepiped von der radialen Dicke dr, von welchem also die eine der Axe zugewandte

Digitized by Google

Fläche den Axenabstand r, und die nach außen liegende den Axenabstand $r + dr$ hat, so läfst sich leicht durch eine einfache Rechnung zeigen, dafs die in Folge der Reaktionsdruckhöhe auf die äußere Fläche ausgeübte hydraulische Pressung genau um jenen Betrag C der Centrifugalkraft größer ist, als die auf die innere Fläche wirkende Pressung. Hieraus mufs man schließen, dafs bei der angegebenen Schaufelform die durch den Spalt passirenden Wasserelemente keine Tendenz haben, in Folge der Centrifugalkraft nach außen zu treten. Diese Eigenschaft kommt den schraubenförmigen Schaufeln nicht zu.

Die in Fig. 45 gezeichnete Schaufelform für konstante Axialgeschwindigkeit ist natürlich nur für Reaktionsturbinen brauchbar, und zwar kann man dabei nur von einem mittleren oder durchschnittlichen Reaktionsgrade sprechen, da, wie aus dem Vorstehenden folgt, die Reaktionsdruckhöhe von innen nach außen zunimmt. Wollte man in gleicher Weise auch eine korrekte Schaufelform für Aktionsturbinen angeben, so müfste man von der Bedingung ausgehen, dafs für alle Axenabstände die Reaktionsgeschwindigkeit $c_\rho = 0$ sein soll, oder, wenn man die Aufgabe allgemeiner fassen will, von der Bedingung, dafs $c_\rho = \text{const.}$ ist. Diese Bedingung führt dann zu einer Schaufelfläche konstanter Reaktion, welche man mit Hülfe des Diagramms ebenfalls leicht in der folgenden Art entwerfen kann.

Hat man wieder für den mittleren Halbmesser r_m das Diagramm einer Axialturbine $A_m B C_m D_m E_m$, Fig. 46, gezeichnet, und soll überall die Reaktionsgeschwindigkeit denselben Werth $c_\rho = H_m D_m$ haben, so hat man nur zu beachten, dafs bei gleicher Reaktion auch die Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = \sqrt{c_w^2 - c_\rho^2}$ überall denselben Werth behalten mufs. Zeichnet man daher mit $c_e = B A_m$ einen Kreisbogen und durch B mit den Umfangsgeschwindigkeiten $B C_i = v_i$ und $B C_a = v_a$ die bezüglichen Halbkreise, sowie durch H_m eine Parallele mit $B E_m$, so hat man nur durch die Schnittpunkte H_i und H_a

Digitized by Google

jener Halbkreise mit dieser Parallelen die senkrechten Geraden $H_i A_i$ nnd $H_a A_a$ bis zu dem durch A_m gelegten Kreisbogen zu ziehen, um in $B A_i$, $C_i A_i$, $B_a A_a$ und $C_a A_a$ die Neigungen der Leitschaufelenden und Radschaufelanfänge innen uud außen zu erhalten. Die Winkel δ_i und δ_a findet man wieder in bekannter Art, wenn man $D_i E_i = B C_i = v_i$ und $D_a E_a = B C_a = v_a$ macht. Soll die Turbine als reine Aktionsturbine mit $c_\rho = 0$ arbeiten, so fällt natürlich die Parallele $H_i H_a$ in $B E$ hinein.

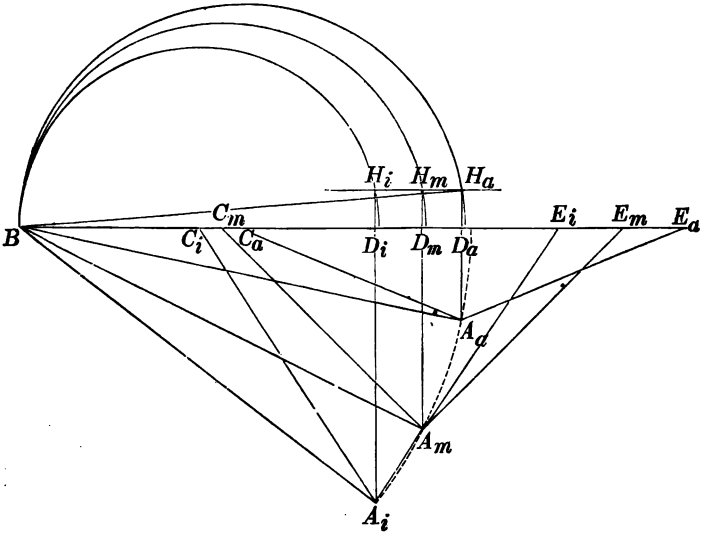


Fig. 46.

Man ersieht aus der Figur, daſs diese Konstruktion von Schaufelflächen konstanter Reaktion im Innern sehr steile Zuführung des Wassers und damit sehr große axiale Durchgangsgeschwindigkeit desselben giebt. Es wird sich daher, um nicht zu große Verluste in Kauf nehmen zu müssen, diese Konstruktion nur empfehlen, wenn die Halbmesser r_i und r_a nicht sehr verschieden sind, andernfalls wird es gerathener sein, von der Anwendung einer korrekten Form abzugehen und lieber die geringeren Verluste zuzulassen, welche nach dem Obigen mit schraubenförmigen Schaufeln verbunden sind.

Digitized by Google

§ 20.

Verengung durch die Schaufeldicken.

Bisher wurde immer die Dicke der Leit- und Radschaufeln als verschwindend klein außer Acht gelassen. In Wirklichkeit sind diese Dicken aber nicht zu vernachlässigen, und es muſs daher der Einfluſs derselben näher untersucht werden. Dieser Einfluſs ist ein zweifacher. Zunächst wird selbstverständlich durch die Schaufeln der Raum zwischen den Kränzen in gewissem Maße verengt, so daſs für die Durchführung des Wassers durch das Leit- und Laufrad ein kleinerer Querschnitt wirksam ist, als bisher in Rechnung gestellt wurde. Diese Verengung hat also einen wesentlichen Einfluſs auf die Geschwindigkeiten, mit welchen das Wasser durch das Leitrad und Laufrad sich bewegt, indem diese Geschwindigkeit an jeder Stelle in dem Verhältnisse größer ausfallen muſs, in welchem der durch Schaufeln nicht verengte Querschnitt daselbst zu dem verengten Querschnitte steht.

Ein zweiter Einfluſs der Schaufeldicken bezieht sich auf den Wirkungsgrad, insofern diese Dicken beim Ein- und Austritte des Wassers plötzliche Querschnittsveränderungen veranlassen, in Folge deren gewisse Verluste an mechanischer Arbeit entstehen.

Mit Rücksicht auf diese beiden schädlichen Einflüsse der Schaufeldicken erscheint es gerathen, dieselben so gering als möglich zu machen, weshalb in dieser Beziehung schmiedeiserne Schaufeln den guſseisernen vorzuziehen sind, welche letzteren viel stärker gemacht werden müssen als die aus Blech gepreſsten. Auch würde es aus diesem Grunde vortheilhaft sein, die Anzahl der Schaufeln möglichst klein zu wählen, doch macht die Rücksicht auf eine gute Führung des Wassers in der verlangten Art andererseits eine möglichst große Anzahl von Schaufeln wünschenswerth. Demgemäß wird man in allen Fällen der Ausführung die Anzahl der Leit- und Radschaufeln erfahrungsmäßig feststellen, indem

Digitized by Google

dabei auch die Abmessungen der Turbine in Betracht gezogen werden. Die Anzahl der Radschaufeln schwankt bei den gewöhnlichen mittelgroßen Laufrädern etwa zwischen 24 und 36, während bei sehr bedeutenden Durchmessern auch Schaufelzahlen bis zu 60 vorkommen. Im Allgemeinen richtet man sich auch wohl bei Axialturbinen nach der radialen Radweite und bei Radialturbinen nach der axial gemessenen Radhöhe, indem man z. B. vorschreibt, dafs diese Dimension gleich der zwei- bis vierfachen senkrechten Entfernung zwischen zwei Schaufelkurven an der Austrittsstelle sein soll.

Auch die Eisenstärke d der Schaufeln hängt von dem Halbmesser r des Rades ab und soll z. B. nach Redtenbacher $0{,}025\, r_m$ für Axialturbinen betragen, während man für Radialturbinen meist mit $0{,}015\, r_m$ sich begnügt. In Betreff dieser Verhältnisse wird man beim Entwurfe von Turbinen sich am besten an erfahrungsmäßig gute Ausführungen anlehnen. Im Folgenden soll mit d die normale Dicke der Schaufeln, s deren Anzahl und $t = \frac{2\,r\,\pi}{s}$ die Schaufeltheilung bezeichnet werden, d. h. die ganze Breite eines Kanals von Mitte zu Mitte Schaufel an der Stelle, wo der Halbmesser r ist. Man denke sich wieder aus einer Axialturbine ein sehr schmales Turbinenelement vom Halbmesser r herausgeschnitten und zu einer Ebene gestreckt, AE und $A_1 E_1$, Fig. 47, mögen die Durchschnitte durch zwei auf einander folgende Leitschaufeln von der Dicke d und der Entfernung oder Theilung t sein. Durch das ringförmige Element fließt in jeder Sekunde eine gewisse Wassermenge Q, und man erhält, wenn man diese Größe durch den ganzen Querschnitt des Ringes ohne Abzug der Schaufeldicken dividirt, diejenige Größe der axialen Durchgangsgeschwindigkeit, welche dem Wasser zukommen würde, wenn durch die Schaufeldicken gar keine Verengung hervorgebracht würde, wie dies bisher immer vorausgesetzt wurde. Es sei diese bisher mit c_a bezeichnete axiale Durchgangsgeschwindigkeit durch DA dargestellt. Es

Digitized by Google

muſs bemerkt werden, daſs diese Geschwindigkeit thatsächlich auch an einzelnen Stellen auftreten muſs, nämlich an denjenigen

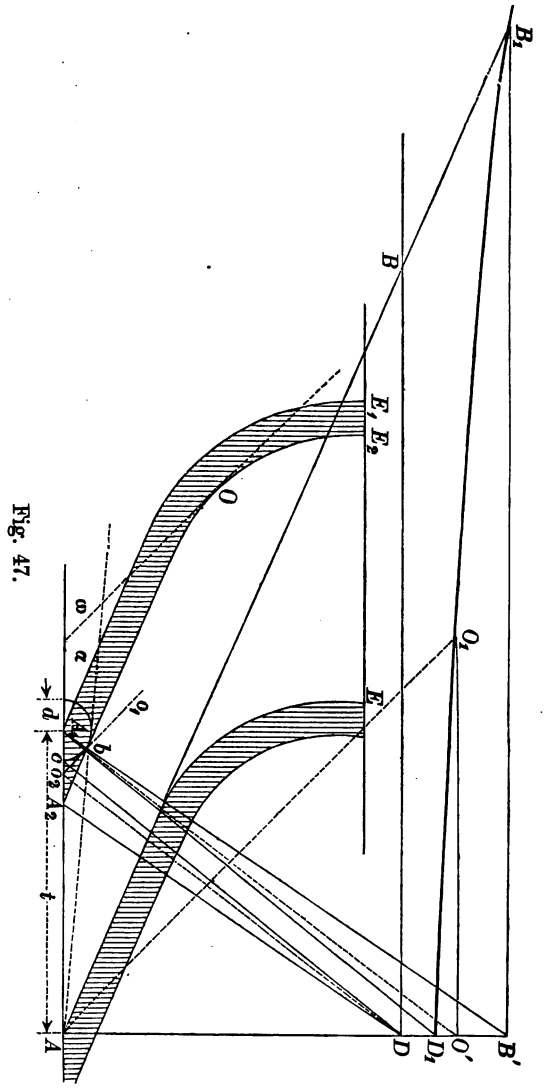


Fig. 47.

Stellen, wo durch die Schaufeldicken eine Verengung nicht herbeigeführt wird, d. h. also erstens unmittelbar vor dem

Digitized by Google

Eintritte des Wassers in das Leitrad bei EE_1, ferner innerhalb des Zwischenraums zwischen beiden Rädern oder im Spalt und endlich unmittelbar nach dem Austritt des Wassers aus dem Laufrade. So lange das Wasser jedoch in dem Leitrade und in dem Laufrade sich befindet, mufs die hindurch passirende Wassermenge die durch die Schaufeln verengten Querschnitte mit größerer Geschwindigkeit durchströmen. Es lassen sich die den einzelnen Stellen des Rades zukommenden Geschwindigkeiten leicht in die Figur einzeichnen.

Zunächst ist klar, dafs das von oben bei EE_1 mit der vertikalen Geschwindigkeit $c_a = DA$ ankommende Wasser nach dem Eintritte in die Leitschaufeln eine ebenfalls zunächst noch vertikale Geschwindigkeit angenommen haben mufs, welche sich durch $\frac{EE_1}{EE_2} DA = \frac{t}{t-d} c_a$ ausdrückt, da der Querschnitt für das ankommende Wasserquantum Q bei EE_1 in dem Verhältnisse $\frac{t-d}{t}$ sich verengt. Zeichnet man daher mit einem Halbmesser gleich der Schaufeldicke um A_1 den Kreis $A_1 bc$, verbindet c mit D und zieht durch A_1 eine Parallele $A_1 D_1$ zu der Verbindungslinie cD, so erhält man in $D_1 A = \frac{t}{t-d} c_a = c_a'$ die vertikale Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser seine Bewegung im Leitrade beginnt. Da die Geschwindigkeit, wenn die Leitschaufeln bei E nicht zugeschärft sind, plötzlich aus DA in $D_1 A$ geändert wird, so ist hiermit nach einem bekannten Gesetze der Hydraulik ein Verlust an lebendiger Kraft verbunden, welcher für jedes Kilogramm Wasser den Betrag hat

$$\frac{(D_1 A - DA)^2}{2g} = \frac{D_1 D^2}{2g} = \frac{(c_a' - c_a)^2}{2g}.$$

Das mit der axialen Geschwindigkeit $c_a' = D_1 A$ seinen Weg in den Leitzellen beginnende Wasser wird nun in denselben weiter beschleunigt, und zwar treten hierbei wegen der stetigen Form der Kanäle keine anderen Widerstände auf,

Digitized by Google

als diejenigen der Reibung und Krümmung sind. Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Leitkanal bei $A A_2$ verläfst, ist leicht wie folgt zu bestimmen. Nach dem Früheren ist es deutlich, dafs ohne das Vorhandensein der Verengung durch die Schaufeldicken das Wasser vermöge seiner axialen Geschwindigkeit $c_a = DA$ bei A eine Austrittsgeschwindigkeit $c_e = BA$ haben mufs, welche man erhält, wenn man die Richtung der Austrittsgeschwindigkeit in A bis zu der Horizontallinie durch D verlängert. Aus der Figur ist aber zu ersehen, dafs der horizontale Querschnitt eines Kanals bei A durch die Dicke der Schaufel in dem Verhältnisse

$$\frac{A A_2}{A A_1} = \frac{t - d \operatorname{cosec} \delta}{t}$$

verengt wird, und man schliefst daraus, dafs die axiale Geschwindigkeitskomponente DA in dem umgekehrten Verhältnisse $\frac{A A_1}{A A_2} = \frac{t}{t - d \operatorname{cosec} \delta}$ vergrößert wird. Verbindet man daher A_2 mit D und zieht zu der Verbindenden durch A_1 die Parallele $A_1 B'$, so erhält man in $B' A$ die gedachte axiale Komponente der Austrittsgeschwindigkeit in $A A_2$, welche letztere daher einfach in $B_1 A = c_e'$ erhalten wird, wenn man durch B' eine Horizontale bis zu der Richtung $A B$ zieht.

In gleicher Weise erhält man für irgend einen anderen Punkt, z. B. O der Schaufel, für welchen die Tangente derselben den Winkel ω mit $A A_2$ bildet, die Geschwindigkeit, wenn man unter diesem Winkel ω die Tangente $o_1 o_2$ an den Kreis um A_1 legt, o_2 mit D verbindet, zu dieser Verbindenden die Parallele $A_1 O'$ legt und durch O' eine Horizontallinie bis zum Durchschnitte O_1 mit derjenigen Geraden zeichnet, welche durch A parallel zur Tangente in O, also unter dem Winkel ω gegen die Horizontale gezogen ist. Man erhält dann in $O_1 A$ die Geschwindigkeit des Wassers in dem Punkte O der Schaufel.

Denkt man sich in derselben Weise die Geschwindigkeiten für alle möglichen Neigungswinkel ω zwischen 90^0 und α

Digitized by Google

konstruirt, so legen die Punkte O_1 eine gewisse Kurve $D_1 O_1 B_1$ fest, von welcher sich leicht zeigen läfst, dafs sie eine Hyperbel mit vertikaler Axe und dem Scheitel in D_1 ist. Die Richtung der Asymptoten erhält man durch die Tangente, welche von A aus an den Kreis $A_1 b c$ gelegt wird, denn offenbar giebt diese Tangente diejenige Neigung der Schaufel an, für welche eine vollständige Versperrung des Kanals durch die Schaufeldicke herbeigeführt werden würde.

Diese Kurve $D_1 O_1 B_1$, welche in der Folge schlechtweg als die Schaufelhyperbel bezeichnet werden möge, hat also die Eigenschaft, dafs jeder von A aus an sie gezogene Fahrstrahl diejenige Geschwindigkeit des Wassers angiebt, welche dasselbe in der Richtung dieses Strahls haben mufs, wenn es durch das nicht verengte Rad mit einer Axialgeschwindigkeit gleich DA strömt, ebenso wie beim Nichtvorhandensein der Verengung durch die Schaufeldicken die einzelnen Geschwindigkeiten durch die Fahrstrahlen bis an die Horizontale DB gegeben sind.

Da die Hyperbel wesentlich von dem Verhältnifs der Schaufeldicke d zu der Theilung t bestimmt wird, so ist zunächst klar, dafs für jeden anderen Halbmesser r des betrachteten Turbinenelements eine andere Hyperbel gelten mufs. Ferner wird die hier für das Leitrad angestellte Betrachtung ohne Aenderung auch für das Laufrad einer Axialturbine gelten, wobei natürlich unter den Geschwindigkeiten die relativen zu verstehen sind. Für denselben Halbmesser r wird die dem Leitrade zugehörige Hyperbel mit der für das Laufrad geltenden nur dann übereinstimmen, wenn für beide nicht nur die gleiche Schaufeldicke d, sondern auch dieselbe Schaufeltheilung t, d. h. also gleiche Schaufelzahl in Anwendung gebracht wird.

Auch für die Radialturbinen behält die angegebene Hyperbel Gültigkeit, mit der Beschränkung jedoch, dafs hier die Hyperbel nur für den der Konstruktion zu Grunde gelegten Halbmesser gilt, für welchen die Theilung den an-

Digitized by Google

genommenen Werth t hat. Jeder Fahrstrahl an die Hyperbel giebt dann diejenige Geschwindigkeit an, welche dem Wasser in diesem Halbmesser für eine Schaufelrichtung zukommt, die mit dem Umfange denselben Winkel bildet, wie der Fahrstrahl mit $A A_1$. Man kann daher für jede Radialturbine vier verschiedene Hyperbeln zeichnen, welche bezw. dem Eintritts- und dem Austrittsquerschnitte des Leit- und des Laufrades zukommen, und hiervon würden nur bei gleicher Schaufelzahl und Stärke für beide Räder diejenigen beiden übereinstimmen, welche dem Austritte aus dem Leitrade und dem Eintritte in das Laufrad zukommen. Es ist übrigens nicht nöthig, die hier gedachten Hyperbeln immer vollständig zu zeichnen, es genügt vielmehr in der Regel, nur diejenigen beiden Geschwindigkeiten zu konstruiren, welche den Anfängen und den Enden der Schaufeln jedes Rades zugehören, also in Fig. 47 die Geschwindigkeit $D_1 A = c_a'$ und $B_1 A = c_e'$, da, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, diese Geschwindigkeiten einen Schluſs zulassen über die Größe der Effektverluste, welche durch die Schaufeldicken veranlaſst werden. Da es bei der Konstruktion dieser Geschwindigkeiten, wie aus dem Vorstehenden erhellt, nicht sowohl auf die absolute Größe von d und t, sondern nur auf das Verhältniſs $\frac{d}{t}$ derselben ankommt, welches für die gewöhnlichen Fälle etwa zwischen $^1/_{12}$ und $^1/_{25}$ schwankt, so kann man die Strecken $A_1 c$ und $A_1 A$ nach einem beliebig größeren Maßstabe auftragen, um genauere Zeichnungen zu erhalten, wie dies in den später angeführten Beispielen noch gezeigt werden wird.

§ 21.

Effektverluste in Folge der Schaufeldicken.

Wie schon erwähnt, findet beim Eintritte des Wassers aus dem Zuleitungsrohre in den Leitapparat wegen der plötzlichen Querschnittsverengung eine plötzliche Geschwindigkeits-

Digitized by Google

veränderung von c_a auf c_a' statt, mit welcher ein der Geschwindigkeitshöhe $\frac{(c_a' - c_a)^2}{2g}$ entsprechender Arbeitsverlust verbunden ist. Dieser Verlust kann zwar durch geeignete Abrundung oder Zuschärfung der Schaufelkanten herabgezogen und vielleicht ganz vermieden werden, doch soll im Folgenden auf solche Zuschärfung der Schaufeln nicht gerücksichtigt werden, da in der Regel Zuschärfungen der Schaufeln im Spalte, wo sie noch viel wichtiger sein würden, wegen der dann leicht erfolgenden Beschädigungen nicht angewendet werden.

Außer dem schon erwähnten finden noch andere Effektverluste beim Uebergange des Wassers aus dem Leitrade und bei den Reaktionsturbinen auch beim Austritte aus dem Laufrade statt, wovon man sich wie folgt überzeugen kann.

Es ist in dieser Hinsicht ein wesentlicher Unterschied zwischen den Reaktionsturbinen und den reinen Aktionsturbinen zu beachten. Denkt man sich zunächst eine Turbine mit Reaktion arbeitend, bei welcher also das Wasser beim Austritte aus dem Leitrade einer gewissen hydraulischen Pressung oder einem Ueberdrucke über den an der Austrittsfläche des Rades herrschenden Druck ausgesetzt ist, so wird das Wasser in dem Augenblicke, in welchem es das Leitrad verläfst und in den Spaltraum eintritt, vermöge dieses Ueberdruckes nach allen Seiten sich verbreiten und daher den Spaltraum gänzlich ausfüllen. Bei den Aktionsturbinen hingegen tritt das aus einem Leitkanale ausströmende Wasser wegen des mangelnden Ueberdruckes als ein ringsum abgeschlossener, scharf begrenzter Wasserstrahl durch den Spaltraum, welcher letztere bei diesen Turbinen, da man sie in freier Luft umgehen läfst, der Pressung der äußeren Atmosphäre ausgesetzt ist. Der aus dem Leitkanale einer Aktionsturbine ausströmende Wasserkörper ist gewissermaßen zu vergleichen dem aus dem Mundstücke einer Feuerspritze austretenden Strahle, welcher unmittelbar hinter dem Mundstücke scharf umgrenzt ist. Man kann sich von dem hier gedachten

Digitized by Google

Unterschiede des Ausflusses bei Reaktions- und Aktionsturbinen eine deutliche Anschauung durch die Röhrenleitung Fig. 48 verschaffen, bei welcher, wie schon früher bemerkt wurde, das Wasser durch das verengte Mundstück C mit einer Geschwindigkeit austritt, welche, von Reibungshindernissen abgesehen, durch $c = \sqrt{2\,g\,h}$ ausgedrückt ist, während die Geschwindigkeit an der weiteren Stelle bei DB einen dem größeren Querschnitte daselbst entsprechenden kleineren Werth c_1 hat. In Folge hiervon ist bei c ein Ueberdruck über die

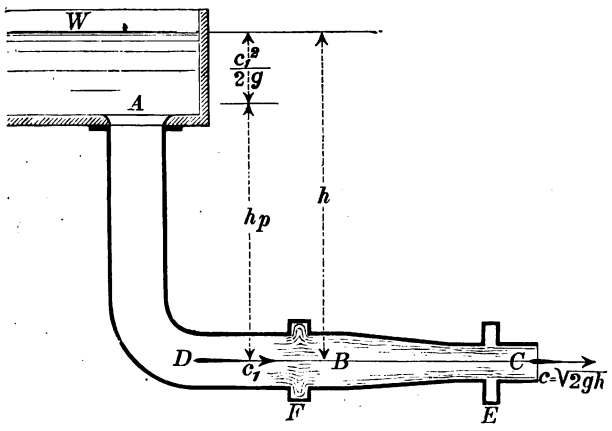


Fig. 48.

Atmosphäre nicht vorhanden, während die hydraulische Pressung in DB einer Wassersäule von der Höhe $h_p = h - \frac{c_1^2}{2\,g}$ das Gleichgewicht zu halten vermag. Dächte man sich bei F und E die Röhre durch feine Sägenschnitte durchbrochen, so würde das Wasser bei F mit einer der Druckhöhe h_p entsprechenden Geschwindigkeit ausspritzen, während in E kein Wasser entweichen würde. Genau wie ein solcher Sägenschnitt verhält sich nun der Spaltraum einer Turbine. Man erkennt, daſs durch diesen Spaltraum eine plötzliche Er-

Digitized by Google

weiterung geringen Betrages dargestellt wird, insofern dieser Raum nicht durch Schaufeldicken verengt wird.

Hat man es zunächst mit einer Reaktionsturbine zu thun, so wird das aus dem Leitrade austretende Wasser zuerst einer plötzlichen Geschwindigkeitsabnahme ausgesetzt sein, indem es in den erweiterten Spaltraum eintritt, den es mit einer Geschwindigkeit durchströmt, welche dem unverengten Querschnitte zukommt. Unmittelbar darauf aber folgt wieder eine ebenso plötzliche Geschwindigkeitszunahme, wenn das Wasser nämlich in den durch die Radschaufeln verengten Raum des Laufrades eintritt. Mit diesem Uebergange aus dem Leitrade in das Laufrad ist daher ein zweimaliger Effektverlust verbunden, welcher der Geschwindigkeitshöhe der jedesmaligen plötzlichen Geschwindigkeitsänderung entspricht. Das auf solche Weise in das Laufrad gelangte Wasser durchströmt dessen Kanäle, wobei es wegen der stetigen Form derselben keine anderen Widerstände findet, als diejenigen, welche aus der Reibung und Krümmung entspringen, und von denen im folgenden Paragraphen gehandelt wird. Wenn das Wasser aber die Laufradkanäle verläfst, so tritt es wieder in einen durch Schaufeln nicht verengten Raum ein, in Folge dessen es zum vierten Male einer plötzlichen Geschwindigkeitsveränderung und daher einem entsprechenden Verluste an Arbeit unterworfen ist.

Man gewinnt von dem gedachten Vorgange in Reaktionsturbinen eine klare Anschauung und die Möglichkeit einer graphischen Bestimmung der durch die Schaufeldicken veranlafsten Arbeitsverluste mittelst des Diagramms, Fig. 49, welches für eine Axialturbine in der mehrfach angeführten Weise die Schaufelneigungen durch $A\,B\,C\,D\,E$ darstellt. Ferner ist noch die den Schaufeldicken des Leitrades entsprechende Hyperbel durch $D_1\,B_1$ und diejenige für das Laufrad durch $C_1\,E_1$ dargestellt, wobei bemerkt werden kann, dafs diese Hyperbeln selbst nur der Uebersichtlichkeit wegen angegeben wurden, und dafs es für die nachfolgende Konstruktion genügt haben würde, wenn nur die vier Punkte $D_1\,B_1\,C_1\,E_1$ in der im

Digitized by Google

vorigen Paragraphen angeführten Weise ermittelt worden wären. Nunmehr ist nach dem Vorstehenden Folgendes klar.

Das aus dem Zuflufsgraben durch das Zuführungsrohr mit der Geschwindigkeit $c_a = DA$ am Leitapparate ankommende Wasser nimmt plötzlich die größere Geschwindigkeit $c_a' = D_1 A$ an, womit ein Arbeitsverlust entsprechend der Geschwindigkeitshöhe $h_{s_1} = \frac{D_1 D^2}{2g} = \frac{c_{s_1}^2}{2g}$ verbunden ist. Alsdann strömt das Wasser mit der Geschwindigkeit $c_e' = B_1 A$ aus den Leitkanälen aus, wobei im Spalt seine Geschwindigkeit plötzlich auf diejenige $BA = c_e$ ermäßigt wird, welche

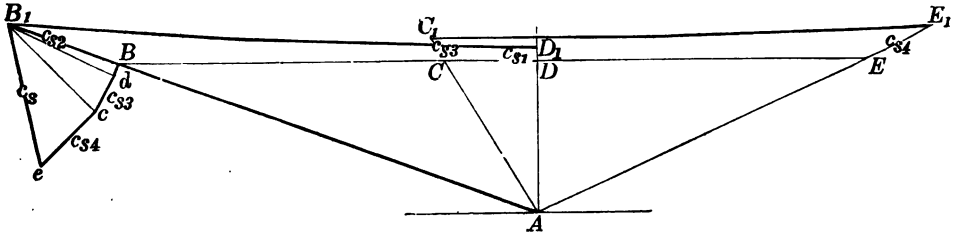


Fig. 49.

dem durch Schaufeln nicht verengten Spaltraume zukommt. Der hiermit verbundene Effektverlust entspricht der Höhe

$$h_{s_2} = \frac{B_1 B^2}{2g} = \frac{c_{s_2}^2}{2g}.$$

Unmittelbar darauf mufs die relative Geschwindigkeit beim Eintritte in das Rad, welches letztere mit der Geschwindigkeit $v = BC$ umläuft, von $CA = w_e$ auf diejenige $w_e' = C_1 A$ erhöht werden, wodurch die Höhe $h_{s_3} = \frac{C_1 C^2}{2g}$ $= \frac{c_{s_3}^2}{2g}$ verloren geht.

Endlich tritt das Wasser aus dem Rade mit einer Geschwindigkeit $E_1 A = w_a'$ in den durch Schaufeln nicht ver-

Digitized by Google

engten Raum des Abflufsrohrs, wobei es seine relative Geschwindigkeit plötzlich von $w_a' = E_1 A$ auf diejenige $w_a = EA$ herabsetzt, was einen vierten Arbeitsverlust entsprechend der Geschwindigkeitshöhe

$$h_{s_4} = \frac{E_1 E^2}{2g} = \frac{c_{s_4}^2}{2g}$$

veranlafst. Es ist leicht, die vier in Verlust gerathenden Geschwindigkeiten $c_{s_1} c_{s_2} c_{s_3}$ und c_{s_4} durch das Polygon $B_1 B d c e B_1$ so zusammenzusetzen, dafs

$$c_s^2 = c_{s_1}^2 + c_{s_2}^2 + c_{s_3}^2 + c_{s_4}^2$$

ist, wenn man $B d$ senkrecht zu $B_1 B$ und gleich $D_1 D$ macht, ferner $d c$ senkrecht zu $B_1 d$ und gleich $C_1 C$ und endlich $c e$ senkrecht zu $B_1 c$ und gleich $E_1 E$ anträgt. Dann stellt $B_1 e = c_s$ die durch die Schaufeldicken in Verlust gerathende Geschwindigkeit vor, zu welcher man aus dem Gefällmafsstabe die zugehörige verloren gehende Gefällhöhe $h_s = \frac{c_s^2}{2g}$ entnehmen kann.

In anderer Weise sind, wie schon bemerkt, die Verhältnisse bei den reinen Aktionsturbinen zu beurtheilen. Es wurde oben schon angegeben, dafs hierbei das Wasser nach seinem Heraustreten aus dem Leitrade sich nicht ausbreitet, so dafs also seine Geschwindigkeit sich auch nicht verkleinern kann. Im Gegentheil wird hierbei das Wasser mit einer vergrößerten Geschwindigkeit durch den Spalt und in das Rad strömen müssen, weil die vor den Leitradmündungen befindlichen Radschaufeln vermöge ihrer Dicke von den durch die Leitschaufeln freigelassenen Oeffnungen noch einen gewissen Theil versperren. Es ist nämlich ersichtlich, dafs durch diesen verringerten Theil der Leitradöffnungen das Wasser mit einer entsprechend größeren Geschwindigkeit strömen mufs als diejenige ist, die es unmittelbar vor dem Austritte aus dem Leitrade in dessen Zellen hat.

Es ist leicht, graphisch die durch die Laufradschaufeln bewirkte Versperrung der Leitzellen zu bestimmen. Es seien

Digitized by Google

zu dem Ende $L L_1$, Fig. 50, zwei Leitschaufeln, zwischen denen im Spaltumfange die horizontale Weite $B' B_1$ frei bleibt. Ebenso mögen R, R_1 und R_2 einige Radschaufeln vorstellen, von denen jede von dem Spaltraume eine horizontale Breite gleich $A A' = A_1 A_1' = A_2 A_2'$ verdeckt. Denkt man sich zunächst, die Anzahl s_l der Leitschaufeln sei gleich derjenigen s_r der Radschaufeln, und setzt voraus, es stehe fortwährend eine der letzteren unter der freien Oeffnung einer Leitzelle, so wie dies in der Figur mit R_1 der Fall ist, so hätte man für jede Leitzelle einfach in $A_1 A_1' = A_2 A_2'$ die Größe der Versperrung. Nun ist es aber deutlich, dafs jede Radschaufel nur

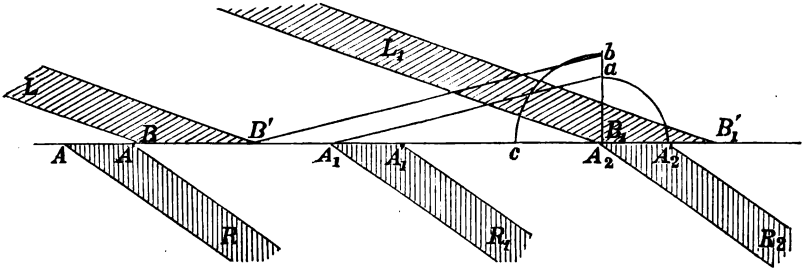


Fig. 50.

so lange thatsächlich eine Versperrung bewirkt, als sie unter der lichten Oeffnung $B' B_1$ sich befindet, während eine Versperrung nicht oder nur theilweise stattfindet, so lange die Radschaufel ganz oder theilweise unter einer Leitschaufel steht, wie dies in der Figur mit R_2 der Fall ist. Man ersieht daher, dafs durch jedes Element der Radschaufel, also auch durch diese selbst während einer beliebigen Zeit T nur eine Versperrung im Verlaufe der Zeit $\frac{B' B_1}{B B_1} T$ bewirkt wird. Man findet daher die durchschnittliche Größe der Versperrung, wenn man die Breite $A_2 A_2'$ in dem Verhältnisse $\frac{B' B_1}{B B_1}$ reducirt. Würde man daher eine Strecke $A_2 A_2' \frac{B' B_1}{B B_1}$ be-

Digitized by Google

stimmen, welche etwa mit x bezeichnet werde, so würde diese Strecke x die durchschnittliche Versperrung unter der gemachten Voraussetzung gleicher Schaufelzahlen ausdrücken. Da nun diese Zahlen s_l und s_r nicht gleich sind, in der Regel s_r den größeren Werth hat, so muſs man die gefundene Größe $x = A_2 A_2' \frac{B' B_1}{B B_1}$ noch in dem Verhältniſs vergrößern, in welchem s_r größer ist als s_l, weil in ebendemselben Verhältnisse die Häufigkeit des Versperrens durch eine Radschaufel zunimmt. Anstatt des Verhältnisses der Schaufelzahlen $\frac{s_r}{s_l}$ kann man nun auch das umgekehrte Verhältniſs der Schaufeltheilungen $\frac{t_l}{t_r} = \frac{B B_1}{A_1 A_2}$ anwenden, wonach sich also die thatsächliche Versperrung zu

$$\frac{B B_1}{A_1 A_2} x = A_2 A_2' \frac{B' B_1}{A_1 A_2}$$

ergiebt. Um diese Größe zu bestimmen, macht man einfach $A_2 a = A_2 A_2'$ und verbindet a mit A_1. Eine durch B' parallel mit $A_1 a$ gezogene Gerade schneidet dann das Stück $A_2 b$ ab, das man als die durchschnittliche Größe der Versperrung ansehen kann, welcher jede Leitradöffnung durch die daran vorbeigehenden Radschaufeln ausgesetzt ist. Macht man daher noch $A_2 c = A_2 b$, so wird durch die Radschaufeln jeder Leitkanal in seiner horizontalen Mündung $B' B_1$ auf den geringeren Betrag $B' c$ verengt. Es muſs daher auch in diesem Verhältnisse $\frac{B' B_1}{B' c}$ die Geschwindigkeit des durch den Spalt tretenden Wassers größer sein, als die Geschwindigkeit des aus dem Leitrade austretenden Wassers ohne diese Versperrung wäre, immer unter der stets gemachten Voraussetzung, daſs ein ganz bestimmtes Wasserquantum pro Sekunde durch die Turbine hindurchtritt.

Unter Berücksichtigung dieses Verhaltens ergiebt sich nun für die Aktionsturbinen der folgende Zusammenhang.

Digitized by Google

Es stelle in Fig. 51 BA wieder die Richtung des aus dem Leitrade tretenden Wassers vor, und es bedeute $DA = c_a$ wie bisher diejenige axiale Geschwindigkeit, mit welcher das in der Sekunde passirende Wasser durch das Rad gehen würde, wenn die Schaufelstärken gleich Null wären. Man erhält dann mit Rücksicht auf die Dicken der Leitschaufeln die Geschwindigkeit des Wassers in dem nach BA geneigten Endelemente der Leitkanäle zu $B_1 A$, wenn $B_1 D_1$ die diesen Dicken entsprechende Hyperbel ist. Mit dieser Geschwindigkeit $B_1 A$ würde das Wasser jedoch nur dann in das Rad

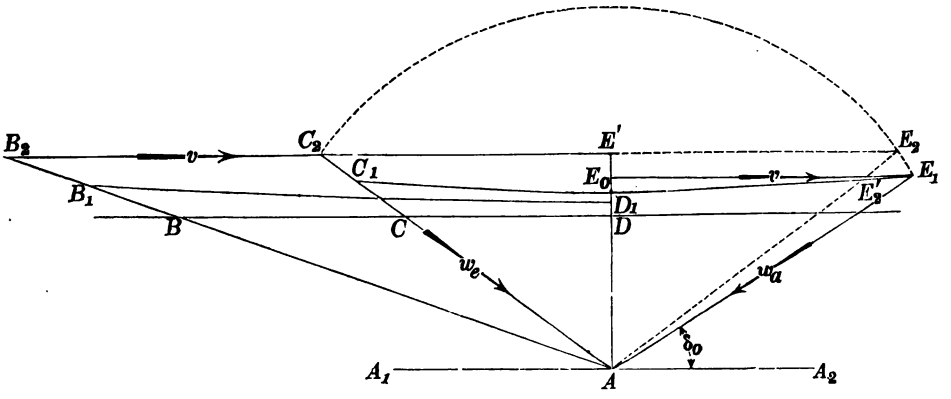


Fig. 51.

eintreten können, wenn dessen Schaufeln keine Dicke hätten. In Folge der Versperrung durch diese muſs nun aber die Geschwindigkeit des in das Rad eintretenden Wassers in dem oben gefundenen Verhältnisse größer sein als $B_1 A$, und es möge diese größere Geschwindigkeit durch $B_2 A$ vorgestellt sein. Diese Geschwindigkeit $B_2 A$ ist für die Aktionsturbinen als die thatsächliche Eintrittsgeschwindigkeit c_e in das Rad anzusehen, und zwar als diejenige, welche das Wasser haben muſs unter der hier stets gemachten Voraussetzung einer durchpassirenden Wassermenge von solcher Größe, daſs deren axiale Geschwindigkeit bei nicht vorhandenen Schaufeln durch

Digitized by Google

DA ausgedrückt sein würde. Unter Festhaltung dieser Voraussetzung ergiebt sich aus dem Diagramm nun Folgendes. Zieht man durch B_2 eine Horizontale bis zur verlängerten Richtung AC des ersten Radschaufelstückes, so erhält man in $B_2 C_2 = v$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades unter der Bedingung des stoßfreien Eintritts.

Die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser seinen Lauf durch das Rad beginnt, ist durch $C_2 A$ dargestellt. Wenn nun $C_1 E_1$ die den Schaufeldicken des Rades zugehörige Hyperbel bedeutet, so folgt, dafs zur Abführung des Wassers unter Voraussetzung vollständig erfüllter Radzellen die relative Eintrittsgeschwindigkeit nur die Größe des Fahrstrahls $C_1 A$ zu haben braucht, immer unter der obigen Voraussetzung, dafs die axiale Geschwindigkeit bei nicht vorhandenen Schaufelstärken durch DA dargestellt ist. Man ersieht hieraus, dafs die Radkanäle durch das eintretende Wasser nicht gänzlich erfüllt sein können, sondern dafs von der ganzen horizontalen lichten Weite eines Radkanals am Eintrittsumfange nur ein Theil im Verhältnisse $\frac{C_1 A}{C_2 A}$ eingenommen wird. Der Strahl mufs sich daher schon beim Eintreten in das Rad um eine entsprechende Größe von der konvexen Schaufelfläche ablösen, was hier deswegen ausdrücklich hervorgehoben wird, weil häufig in Zeichnungen von Aktionsturbinen die Radkanäle an der Eintrittsstelle als ganz vom Wasser erfüllt dargestellt werden, ein Verhalten, welches nach dem Vorstehenden unmöglich ist. Die Figur läfst ferner erkennen, dafs man mit Rücksicht auf die Schaufeldicken die in § 10 gegebene Regel $\delta = \beta$ in geringem Maße zu berichtigen hat. Gesetzt nämlich, man würde, wie dies oben unter Vernachlässigung der Schaufeldicken für Aktionsturbinen angeführt ist, das letzte Element der Radschaufel in einer Richtung $E_2 A$ so anordnen, dafs $B_2 C_2 = C_2 E' = E' E_2 = v$ wäre, so würde das aus dem Rade tretende Wasser keineswegs die Ausflufsmündungen vollständig, sondern nur in dem Verhältnifs $\frac{E_2' A}{E_2 A}$ ausfüllen. Das Wasser würde daher mit der

Digitized by Google

absoluten Geschwindigkeit $E'A$ das Rad verlassen. Die in Verlust gerathende Geschwindigkeit kann man aber auf diejenige $E_0 A$ herabziehen, wenn man den Radschaufeln am Ende eine Neigung $\delta_0 = E_1 A A_2$ giebt, derart, dafs man für den in dieser Richtung an die Hyperbel gezogenen Fahrstrahl $A E_1$ die Bedingungen $E_0 E_1 = B_2 C_2 = v$ und $A E_1 = A C_2 = w_e = w_a$ erfüllt. Die letztere Bedingung bedarf indessen noch einer geringen Korrektion mit Rücksicht darauf, dafs das Wasser beim Durchströmen des Rades seine relative Geschwindigkeit $w_e = C_2 A$ in Folge der Reibungen noch

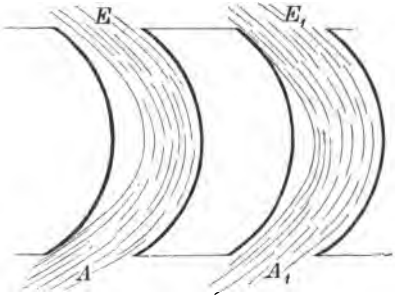


Fig. 52.

etwas herabsetzt, so dafs die relative Austrittsgeschwindigkeit $E_1 A = w_a$ in der That etwas kleiner ausfällt als die relative Eintrittsgeschwindigkeit $C_2 A = w_e$, worüber im folgenden Paragraphen ein Näheres enthalten ist.

In Folge dieser Anordnung werden die Radkanäle der Aktionsturbinen in der durch EA Fig. 52 gezeichneten Weise vom Wasser durchströmt werden, so dafs das Wasser den Kanal weder an der Eintrittsstelle E noch im Innern, sondern gerade nur die Austrittsöffnung A ausfüllt. Wenn man dem entgegen zuweilen in Zeichnungen von Aktionsturbinen, z. B. solchen mit Kranzerweiterung nach dem Girard'schen System, das Wasser wie in $E_1 A_1$ angedeutet findet, so mufs man dazu bemerken, dafs eine gänzliche Erfüllung der Eintrittsöffnung

Digitized by Google

wie bei E_1 wegen der Versperrung durch die Radschaufeln bei reinen Aktionsturbinen niemals möglich ist, und dafs eine nicht vollständige Ausfüllung der Austrittsöffnung wie bei A_1 der zweckmäßigsten Konstruktion nicht entspricht, weil die in Verlust gerathende Austrittsgeschwindigkeit unnöthig groß ausfällt.

§ 22.

Reibungswiderstand des Wassers.

Bei der Bewegung des Wassers durch die Turbine stellen sich gewisse Widerstände ein, welche hauptsächlich aus der Reibung der Wassertheilchen an den Kanal- und Röhrenwandungen sowie an einander herrühren. Letztere treten insbesondere auf, wenn das Wasser von dem geradlinigen Wege abgeleitet wird, da bei der Beschreibung einer gekrümmten Bahn die von der konkaven Wand verschieden weit entfernten Wassertheilchen verschieden große Wege durchlaufen müssen, und man hat sich wohl hierdurch die Entstehung des sogenannten Krümmungswiderstandes zu erklären. Die Versuche, welche man angestellt hat, um die Größe dieser Widerstände zu bestimmen, beziehen sich größtentheils nur auf die Bewegung des Wassers in cylindrischen, allenfalls noch in konischen Röhren, und nach den Ergebnissen dieser Versuche kann man daher mit einiger Sicherheit bei den Turbinen nur etwa die Reibungswiderstände in den Zufluſs- und Abfluſsröhren bestimmen. Aus den gedachten Versuchen hat sich mit großer Wahrscheinlichkeit das Gesetz ergeben, dafs die durch diese Hindernisse aufgezehrte Gefällhöhe unter sonst gleichen Umständen mit dem Quadrate der Geschwindigkeit c des durchströmenden Wassers proportional ist, und man pflegt daher meistens die sogenannte Widerstandshöhe als einen bestimmten Procentsatz der Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ des bewegten Wassers in Rechnung zu stellen. Bei dem Mangel näherer Kenntnifs über die

Digitized by Google

Widerstände des Wassers in den Turbinenkanälen wird man sich begnügen müssen, auch für diese das betreffende Gesetz gelten zu lassen, und man wird den betreffenden Koefficienten, womit die Geschwindigkeitshöhe zu multipliciren ist, um die Widerstandshöhe zu erhalten, nur vermöge einer ungefähren Schätzung anzunehmen haben. Man wird in den meisten Fällen nicht weit fehlgreifen, wenn man diesen Koefficienten ζ für die Kanäle des Leitrades wie des Laufrades zwischen 0,05 und 0,1 wählt, nur in seltenen Fällen dürfte derselbe höhere Werthe erreichen. Bezeichnet man daher allgemein mit c die durchschnittliche Geschwindigkeit des Wassers in einem Turbinenkanale, so hat man eine Gefällhöhe $h_\zeta = \zeta \frac{c^2}{2g}$ oder eine Geschwindigkeit $\sqrt{2gh_\zeta} = c\sqrt{\zeta}$ als in Verlust kommend in Rechnung zu stellen, wobei also $\sqrt{\zeta}$ etwa zwischen $\sqrt{0{,}05} = 0{,}22$ und $\sqrt{0{,}10} = 0{,}32$ anzunehmen sein wird.

Unter der durchschnittlichen Geschwindigkeit kann man hierin einen Mittelwerth zwischen den verschiedenen Größen verstehen, welche die Geschwindigkeit in einem Turbinenkanale annimmt. Bei der ohnehin nur rohen Annäherung, welche mit der Annahme von ζ erreicht werden kann, wird es in den meisten Fällen genügen, für diesen Durchschnittswerth c das arithmetische Mittel aus der größten Wassergeschwindigkeit c_{max} und der kleinsten c_{min}, also $c = \frac{c_{max} + c_{min}}{2}$ einzuführen, während man dem Charakter der Gleichung $h_\zeta = \zeta \frac{c^2}{2g}$ entsprechend vielleicht genauer $c^2 = \frac{c_{max}^2 + c_{min}^2}{2}$ setzen könnte, doch würde hierdurch das Resultat in den meisten Fällen nur wenig verändert werden.

Es mufs bemerkt werden, dafs für die Ermittelung des Reibungswiderstandes im Laufrade natürlich nicht die absoluten, sondern die relativen Geschwindigkeiten in Betracht kommen, da von diesen relativen Geschwindigkeiten die gedachten Verschiebungen der Wassertheilchen gegen die Kanal-

Digitized by Google

wandungen sowie gegen einander abhängen, und es für diese Widerstände ganz ohne Einfluſs ist, mit welcher Geschwindigkeit v außerdem das Wasser und die Schaufeln gleichzeitig rotiren. Die Widerstände des Wassers beim Durchgange durch das Rad sind daher nicht sowohl von der Form des absoluten, sondern lediglich von der des relativen Wasserweges, d. i. von der Form der Schaufel abhängig.

Gegen die Widerstände des Wassers in dem Leit- und Laufrade sind die Hindernisse der Reibung in dem Zuführungsrohre und dem etwa vorhandenen Abflufsrohre meistens nur unerheblich, da die Geschwindigkeit in diesen Röhren in der Regel nur gering gewählt wird. In einzelnen Fällen können diese Widerstände indessen jederzeit nach den Regeln ermittelt werden, welche darüber in den Lehrbüchern der Hydraulik, unter anderen z. B. in Weisbach's Ingenieur- und Maschinenmechanik angegeben sind, und welche hier nicht besonders angeführt werden sollen.

Um aus dem Diagramm der Turbine die Verluste zu bestimmen, welche aus den schädlichen Widerständen hervorgehen, kann man sich der folgenden Konstruktion bedienen.

Es sei wieder $ABCDE$, Fig. 53, das bekannte Diagramm einer Axialturbine, und B_1D_1 sowie C_1E_1 mögen die Hyperbeln vorstellen, welche dem Einflusse der Schaufelstärken nach § 20 entsprechen. Ferner seien in derselben Art, wie in Fig. 49, die vier Geschwindigkeitsverluste, welche in Folge der Schaufelstärken entstehen, durch das Polygon $B_1 B d c e$ zu einer resultirenden Verlustgeschwindigkeit $c_s = B_1 e$ zusammengesetzt. Zur Bestimmung des Reibungswiderstandes im Leitrade und im Laufrade hat man nun einen passend erscheinenden Reibungskoefficienten ζ etwa zwischen 0,05 und 0,10 und daher $\sqrt{\zeta}$ etwa zwischen 0,22 und 0,32 anzunehmen, erhält dann den Geschwindigkeitsverlust, welcher der Reibung im Leitrade entspringt, gleich $\sqrt{\zeta}\,\frac{D_1 A + B_1 A}{2} = c_{\zeta l}$ und denjenigen für das Laufrad gleich $\sqrt{\zeta}\,\frac{C_1 A + E_1 A}{2} = c_{\zeta r}$. Die diese Ge-

Digitized by Google

schwindigkeiten vorstellenden Strecken kann man leicht aus dem Diagramm entnehmen und mit $c_s = B\,e$ zusammensetzen,

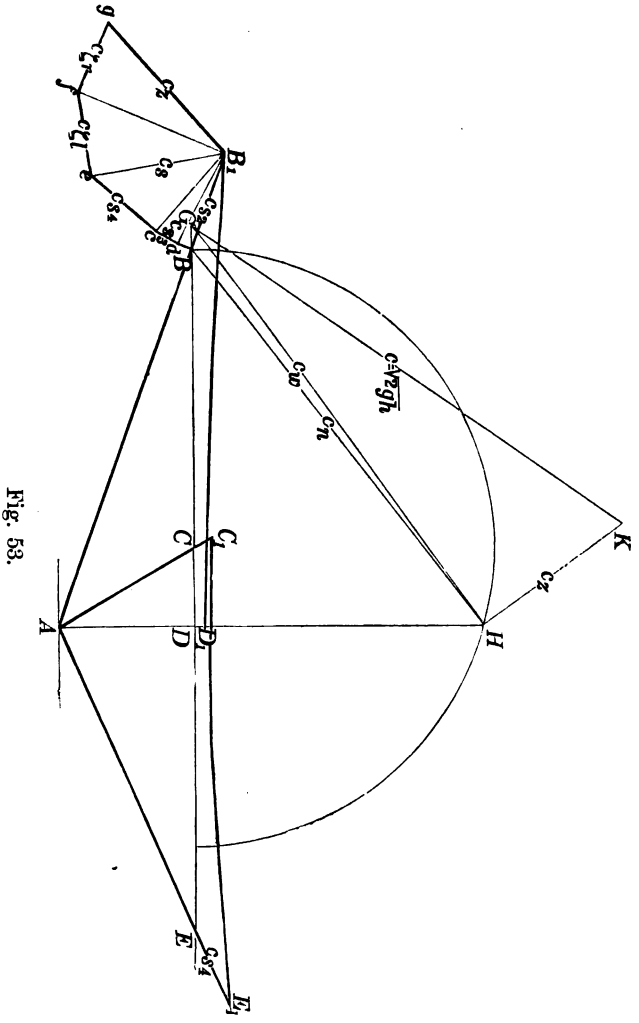


Fig. 53.

indem man wieder $e\,f$ senkrecht zu $B_1 e$ und gleich $c_{\zeta l}$ anträgt und hierauf zu $B_1 f$ senkrecht $f\,g = c_{\zeta r}$ macht. Auf diese Weise erhält man in der Schlufslinie $B_1 g$ des Verlustpolygons

Digitized by Google

$B_1 B d c e f g$ die resultirende Geschwindigkeit c_z für alle diejenigen Verluste, welche aus den Schaufelstärken und aus der Reibung des Wassers entstehen.

Nun wurde früher gezeigt, daſs in dem Diagramm die Gerade $B H = c_n$ die nutzbar gemachte Geschwindigkeit vorstellt, und daſs man die wirksame Geschwindigkeit $c_w = G H$ erhält, wenn man $D G = B A = c_e$ macht. Unter wirksamer Geschwindigkeit war hierbei diejenige verstanden, welche dem wirksamen Gefälle $h_w = h - h_z$ zugehört, d. h. dem um die Widerstandshöhe $h_z = \frac{c_z^2}{2g}$ verringerten ganzen Gefälle h. Wenn man daher schlieſslich senkrecht zu $G H$ die Strecke $H K = B_1 g = c_z$ anträgt, so erhält man in der Verbindungslinie $G K$ die dem ganzen überhaupt vorhandenen Gefälle h zugehörige Geschwindigkeit $c = \sqrt{2 g h}$. Denkt man sich daher in dieser Weise das Diagramm gezeichnet, so hat man, um dasselbe in einem bestimmten Falle für ein gegebenes Gefälle h zu benutzen, nur nöthig, einen solchen Maſsstab zu Grunde zu legen, nach welchem die Strecke $G K$ gerade gleich der dem gegebenen Gefälle h zugehörigen Endgeschwindigkeit $c = \sqrt{2 g h}$ ist. Alsdann sind sämmtliche Geschwindigkeiten nach diesem Maſsstabe direkt durch die entsprechenden Strecken der Figur gegeben. Auch findet man nunmehr leicht den Wirkungsgrad oder Nutzeffektskoefficienten der Turbine, d. h. das Verhältniſs der als nutzbare Arbeit an das Rad abgegebenen Leistung zu dem ganzen in dem Wasser vorhandenen Arbeitsvermögen. Offenbar ist dieser Koefficient ausgedrückt durch

$$\eta = \frac{h_n}{h} = \frac{c_n^2}{c^2} = \frac{B H^2}{G K^2},$$

welche Größe man leicht mit Hülfe des Gefällmaſsstabs oder einer Geschwindigkeitstabelle ermitteln kann, wenn man zu der Geschwindigkeit $B H = c_n$ das zugehörige Gefälle $h_n = \frac{c_n^2}{2g}$ sucht.

Digitized by Google

Es geht aus dem Vorbemerkten hervor, daſs das Diagramm Fig. 53 ganz unabhängig von dem Gefälle h ist, daher also auch für jedes beliebige Gefälle gilt, vorausgesetzt nur, daſs die Winkel α und β und somit auch δ dieselben Werthe behalten. Giebt man daher für den Entwurf einer Turbine zwei von diesen Winkeln als Bestimmungsstücke an, so kann man das Diagramm nach einem ganz beliebigen Maßstabe entwerfen und hat auch nicht nöthig, in Betreff der Größe h_z oder der wirksamen Gefällhöhe $h_w = h - h_z$ irgend eine vorläufige Annahme zu machen. Es ergeben sich in diesem Falle diese Größen aus der Zeichnung und die einzige erfahrungsmäßige Annahme, welche man überhaupt niemals wird vermeiden können, betrifft die Wahl des Reibungskoefficienten ζ, bezw. von $\sqrt{\zeta}$.

Wenn man dagegen für den Entwurf einer Turbine als ein Bestimmungsstück eine lineare Größe, z. B. die Radgeschwindigkeit v oder die Austrittsggeschwindikeit c_a feststellt (s. § 11), so hat man, um das Diagramm zeichnen zu können, in Betreff des wirksamen Gefälles $h_w = h - h_z$ eine vorläufige Annahme zu machen, indem man etwa h_z zwischen $0{,}10\,h$ bis $0{,}15\,h$ voraussetzt. Alsdann zeichnet man das Diagramm mit der diesem vorausgesetzten Werthe von h_w zugehörigen wirksamen Geschwindigkeit $c_w = \sqrt{2\,g\,h_w}$, und entwirft nach dem Vorangegangenen mittelst des Verlustpolygons die resultirende Verlustgeschwindigkeit c_z, welche mit $c_w = GH$ zu der Geschwindigkeit GK zusammengesetzt wird. Findet sich nun, daſs diese Strecke GK nach dem für das Diagramm zu Grunde gelegten Maßstabe eine Geschwindigkeit vorstellt, welche gerade gleich $\sqrt{2\,g\,h} = c$ ist, so war die Verlusthöhe h_z und das wirksame Gefälle h_w richtig geschätzt, im anderen Falle wird eine Korrektur in sehr einfacher Weise durch nochmalige Zeichnung des Diagramms mit der nunmehr gefundenen Verlusthöhe h_z geschehen können.

Die vorstehenden Bemerkungen gelten nur für Reaktionsturbinen, da bei diesen der Reibungswiderstand in dem Rade

Digitized by Google

durch die dem Wasser innewohnende Pressung überwunden wird, während die Geschwindigkeit des Wassers in den Radkanälen lediglich durch die Querschnittsverhältnisse derselben bestimmt ist. In anderer Weise sind die Verhältnisse bei den Aktionsturbinen zu beurtheilen. Hier tritt das Wasser ohne Ueberdruck durch den Spalt in das Rad ein, und der Widerstand der Reibung in den Radkanälen kann daher nur auf Kosten der relativen Geschwindigkeit des durchtretenden Wassers überwunden werden. Diese Geschwindigkeit bleibt daher nicht, wie früher unter Vernachlässigung der Reibungswiderstände angenommen werden mufste, konstant, sondern die relative Austrittsgeschwindigkeit w_a wird wegen der Wasserreibung kleiner ausfallen, als die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_e. Hierbei ist zu bemerken, dafs bei den Axialturbinen, bei denen das Wasser ohne Ueberdruck in das Rad tritt, noch ein Gefälle gleich der Radhöhe h_r erst im Rade selbst zur Wirkung kommt, so dafs streng genommen diese Turbinen nicht vollständig ohne Reaktion arbeiten, wenn man unter der Reaktion, wie hier immer geschehen, die Wirkung des Gefälles auf das schon im Rade befindliche Wasser versteht. Diese Turbinen sind daher streng genommen als Turbinen ohne Ueberdruck zu bezeichnen, reine Aktionsturbinen sind sie nur in dem Falle, dafs die Radhöhe h_r gleich oder kleiner als die Widerstandshöhe $h_{\zeta r}$ im Rade ist, weil in diesem Falle das Wasser beim Fallen durch die Radhöhe keiner Beschleunigung durch die Schwere ausgesetzt ist.

In welcher Art man bei den Aktionsturbinen auf diese Verhältnisse zu achten und ihnen entsprechend die Anordnung zu treffen hat, wird sich am einfachsten aus dem Diagramm einer solchen Axialturbine ersehen lassen. Es möge zu dem Zwecke in Fig. 54 durch BA die Richtung dargestellt sein, in welcher das aus dem Leitrade tretende Wasser sich gegen den Radumfang $A_1 A_2$ bewegt, und es stelle wieder $D_e A = c_{n_e}$ die vertikale Eintrittsgeschwindigkeit unter der Voraussetzung einer verschwindend kleinen Schaufeldicke vor. Bedeutet

Digitized by Google

$D_1 B_1$ die den Leitschaufeldicken entsprechende Hyperbel, so kommt demgemäß das Wasser an der Mündung der Leitkanäle mit einer Geschwindigkeit gleich $B_1 A$ an, und es muſs wegen der Versperrung durch die Radschaufeln die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad in dem nach Fig. 50 zu bestimmenden Verhältnisse größer angenommen werden. Es möge dieses Verhältniſs bestimmt und demgemäß die Eintrittsgeschwindigkeit durch $B_2 A = c_e$ dargestellt sein. Es soll nun die Richtung CA des ersten und diejenige EA

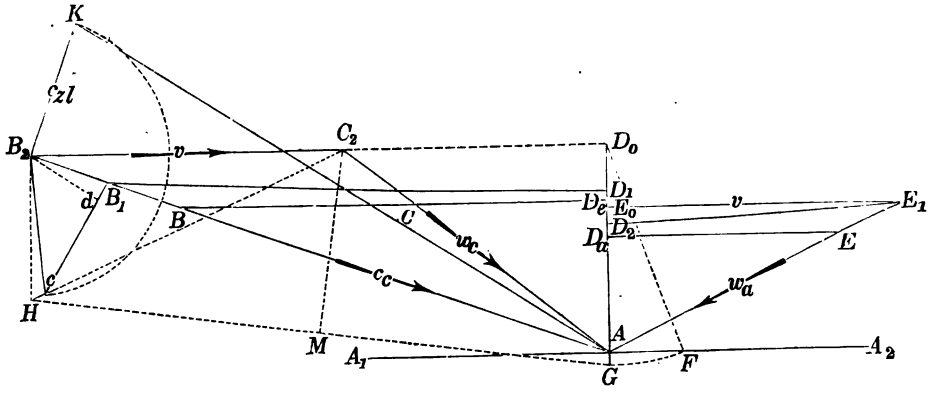


Fig. 54.

des letzten Elements der Radschaufel so bestimmt werden, daſs das Wasser im Spalt einem Ueberdrucke nicht unterworfen ist, wie dies bei den in freier Luft umgehenden Aktionsturbinen der Fall ist. Die Radhöhe soll zu h_r gegeben sein, und es sei ferner noch der Allgemeinheit wegen angenommen, daſs das Laufrad nach der Austrittsöffnung hin sich erweitere, wie dies bei den Girard'schen Turbinen der Fall ist. Die Erweiterung möge eine solche sein, daſs für den Fall unendlich dünner Schaufeldicken die axial gerichtete Austrittsgeschwindigkeit des Wassers durch die Strecke $D_a A = c_{na}$ dargestellt ist. Es möge nun die den wirklichen Schaufel-

Digitized by Google

dicken am Austrittsumfange entsprechende Hyperbel durch $D_2 E_1$ dargestellt und die durch Reibung im Rade verloren gehende Gefällhöhe mit $h_{\zeta r}$ bezeichnet sein. Es ist dann aus dem Vorhergegangenen ersichtlich, daſs eine korrekte Schaufelform des Rades den folgenden Bedingungen genügen muſs. Zieht man durch B_2 eine Horizontale bis zum Durchschnittspunkte C_2 mit der Richtung des ersten Schaufelelements, so erhält man in $B_2 C_2 = v$ die Radgeschwindigkeit des betrachteten mittleren Umfanges, und es muſs zum Zwecke des normalen Austritts diese Geschwindigkeit auch gleich der horizontalen Komponente $E_1 E_0$ der relativen Austrittsgeschwindigkeit $w_a = E_1 A$ sein. Für diese Austrittsgeschwindigkeit selbst hat man den Fahrstrahl von A aus an die betreffende Hyperbel $D_2 E_1$ anzunehmen, wenn man die Bedingung stellt, daſs die ganze vorhandene Austrittsöffnung des Rades auch thatsächlich zur Herausführung des Wassers benutzt werden soll, damit das Wasser mit der möglich kleinsten Geschwindigkeit c_a aus dem Rade tritt. Endlich besteht noch zwischen $E_1 A = w_a$ und $C_2 A = w_e$ nach dem oben Angeführten die Beziehung

$$\frac{w_e^2}{2g} + (h_r - h_{\zeta r}) = \frac{w_a^2}{2g},$$

denn während das Wasser durch die Höhe h_r des Rades fällt, wirkt der Ueberschuſs dieser Höhe über die Widerstandshöhe $h_{\zeta r}$ beschleunigend auf dasselbe ein.

Um daher diesen Bedingungen gemäß $C_2 A$ und $E_1 A$ zu finden, ergiebt sich leicht die folgende Konstruktion.

Man macht $A F = \sqrt{2g\,(h_r - h_{\zeta r})}$ und trägt $D_0 F = D_0 G$ an. Denkt man ferner von B_2 aus eine Strecke $B_2 H$ vertikal abwärts angetragen, welche gleich $E_0 A$ ist, so findet man C_2 auf der Horizontallinie $B_2 D_0$ in demjenigen Punkte, welcher von G und H gleiche Abstände hat, also in dem Lothe, welches man in der Mitte M von $G H$ darauf errichtet.

Digitized by Google

Die Richtigkeit der Konstruktion ergiebt sich leicht, denn man hat

$$C_2 H^2 = C_2 B^2 + B_2 H^2 = v^2 + E_0 A^2 = E_1 A^2 = w_a^2$$

und

$$C_2 G = C_2 D_0^2 + D_0 G^2 = C_2 D_0^2 + D_0 A^2 + A F^2 = w_e^2 + 2 g (h_r - h_{\zeta r}),$$

wie verlangt wird. Nun ist zwar die Strecke $E_0 A$, welche man als $B_2 H$ anzutragen hat, von vornherein noch nicht bekannt, doch erkennt man aus der Figur, dafs dieselbe nur wenig von $D_2 A$ abweichen wird und jedenfalls leicht mit so großer Annäherung geschätzt werden kann, dafs eine nachherige Korrektur des Diagramms wegen Nichtübereinstimmung der für $B_2 H$ angenommenen und der für $E_0 A$ gefundenen Strecke wohl niemals nöthig sein wird.

Wenn, wie es bei diesen Turbinen meistens zutrifft, die Unterkante des Rades um eine gewisse kleine Höhe h_u über dem Unterwasser befindlich ist, so hat man das Gefälle, welches auf Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit $B_2 A$ sowie auf die Ueberwindung der Widerstände im Leitapparate verwendet wird, gleich $h - h_r - h_u$ anzusetzen. Hiernach findet man die Eintrittsgeschwindigkeit $B_2 A$ wie folgt. Setzt man die beiden Geschwindigkeiten $D_1 D_e = c_{s_1}$ und $B_2 B_1 = c_{s_2}$, welche wegen der Schaufelstärken beim Eintritte in das Leitrad und wegen der Versperrung durch die Laufradschaufeln verloren gehen, mit der durch die Reibung in den Leitzellen aufgezehrten Geschwindigkeit $c_{\zeta l} = \sqrt{\zeta}\,\frac{D_1 A + B_1 A}{2}$ durch das Polygon $B_2 B_1 d c$ in bekannter Art zusammen, so erhält man in der Schlufslinie $B_2 c$ des Polygons die den Verlusten im Leitapparate zugehörige Geschwindigkeit $c_{sl} = B_2 c$. Wenn man daher diese Strecke gleich $B_2 K$ senkrecht zu $B_2 A$ anträgt, so findet man in KA diejenige Geschwindigkeit, welche dem bis zum Spalt vorhandenen Gefälle $h - h_r - h_u$ zugehört, und man hat daher für das Diagramm einen Maßstab anzu-

Digitized by Google

nehmen, nach welchem die Strecke $KA = \sqrt{2g(h - h_r - h_u)}$ ist. Dieser Maßstab ergiebt dann alle einzelnen Geschwindigkeiten und man findet daraus auch die nutzbar gemachte Gefällhöhe h_n, wenn man von h außer h_u und der Widerstandshöhe $h_{\zeta r}$ des Laufrades noch diejenigen Gefällhöhen in Abrechnung bringt, welche der Geschwindigkeit $c_{s1} = B_1 c$ und der absoluten Austrittsgeschwindigkeit $E_0 A = c_a$ zugehören. Man kann für diese verloren gehenden Geschwindigkeiten leicht aus dem Gefällmaßstabe oder einer Tabelle die zugehörigen Höhen entnehmen.

Dafs die hier für Axialturbinen angeführten Betrachtungen auch ihre Gültigkeit für Radialturbinen behalten, ist an sich deutlich. Man hat hierbei nur einerseits in der oben gezeigten Art den Einfluſs in Rechnung zu bringen, welchen die Veränderung des Axenabstandes auf die relative Geschwindigkeit ausübt, während andererseits die der Radhöhe zukommende Gefällhöhe h_r gleich Null anzunehmen ist. Auch hat man hierbei für die in freier Luft umgehenden Turbinen unter der Größe h_u die Höhe zu verstehen, um welche die Horizontalebene durch die Mitten der Radöffnungen über dem Unterwasserspiegel gelegen ist.

§ 23.

Abmessungen der Turbinen.

Wenn man in der vorstehend beschriebenen Art für eine zu entwerfende Turbine das Diagramm gezeichnet und mit Hülfe des zugehörigen Maßstabes die einzelnen Geschwindigkeiten festgestellt hat, so finden sich leicht die Dimensionen, welche dem Rade gegeben werden müssen, um in jeder Sekunde eine bestimmte Wassermenge Q durchzuführen. Am einfachsten geht man hierbei immer von derjenigen normalen, d. h. also axialen oder bezw. radialen Geschwindigkeitskomponente c_{ne} oder c_{na} aus, welche in dem Diagramm immer als diejenige bezeichnet wurde, mit der das Wasser an den nicht

Digitized by Google

durch Schaufeln verengten Stellen sich bewegt, und welche mit $D_e A$ bezw. $D_a A$ bezeichnet wurde.

Bei Reaktionsturbinen ist c_{ne} auch die normale Geschwindigkeitskomponente, mit welcher das Wasser thatsächlich den Spaltraum durchströmt, während bei den Aktionsturbinen, in Folge der Versperrung, der Spalt mit größerer Geschwindigkeit durchströmt wird. Bezeichnet man bei Radialturbinen den Halbmesser der Eintrittsumfläche des Rades mit r_e, und die in der Richtung der Axe gemessene lichte Radhöhe daselbst mit b, so hat man die ganze Eintrittsfläche einschließlich der durch die Schaufelstärken eingenommenen Theile zu $F_e = 2\pi r_e b$, und zwar gilt die einfache Beziehung $F_e c_{ne} = Q$, oder $2\pi r_e b = \frac{Q}{c_{ne}}$. Auf die Verengung durch die Schaufeldicken hat man hier deswegen keine Rücksicht zu nehmen, weil c_{ne} die radiale Geschwindigkeitskomponente im Spalt vorstellt, welcher durch Schaufeln nicht verengt ist. In der vorstehenden Gleichung kommen die zwei noch unbestimmten Größen r_e und b vor, von denen man die eine willkürlich feststellen kann, z. B. b, indem man dafür direkt eine bestimmte Radweite annimmt, oder indem man b in einem bestimmten Verhältnifs zu r, z. B. $b = \varphi r$ anordnet, in welchem Falle die obige Gleichung in $2\pi\varphi r_e^2 = \frac{Q}{c_{ne}}$ übergeht. In jedem Falle ist der Halbmesser r_e und wegen des von vornherein angenommenen Verhältnisses $\frac{r_e}{r_a} = \nu$ auch der Austrittshalbmesser $r_a = \frac{r_e}{\nu}$ hierdurch festgestellt. Da man ferner aus dem Diagramm die Geschwindigkeit v_e des Eintrittsumfanges entnehmen kann, so findet man die Umdrehungszahl des Rades für eine Minute zu $n = \frac{60 \cdot v_e}{2\pi r_e}$.

Diese Rechnung ist dieselbe für innere wie für äußere Radialturbinen, und es ergiebt sich leicht, dafs sie ebensowohl für ringsum beaufschlagte sogenannte Vollturbinen wie auch

Digitized by Google

für Partialturbinen gilt, welchen das Wasser nur auf einem gewissen Theile des Umfanges zugeführt wird. Bezeichnet man für die letzteren etwa mit x das Verhältnifs des beaufschlagten Umfanges zu der ganzen Peripherie, so gilt natürlich die Gleichung $2\pi r_e b x = \frac{Q}{c_{ne}}$.

Das Verhältnifs des inneren zum äußeren Halbmesser pflegt man bei den Radialturbinen meistens zwischen $^2/_3$ und $^4/_5$ zu wählen und bestimmt die axiale Höhe b des Rades passend mit Rücksicht auf die Wassermenge derart, dafs man für hohe Gefälle und geringe Wassermengen diese Höhe nur klein annimmt, um nicht zu geringe Halbmesser und damit zu große Umdrehungszahlen zu erhalten. Man pflegt auch wohl die Radhöhe b in der Weise zu bestimmen, dafs dieselbe etwa gleich der zwei- bis fünffachen normalen Lichtweite zwischen zwei Radschaufeln am Austrittsumfange angenommen wird, jedenfalls wird es gerathen sein, dieses Verhältnifs so zu wählen, dafs der durchschnittliche Querschnitt der Radkanäle bei bestimmter Größe einen thunlichst kleinen Umfang erhalte, da mit diesem Umfange die Größe der Berührungsfläche im Verhältnifs steht, an welcher Wasserreibung stattfindet.

Das Verhältnifs x des beaufschlagten Umfanges zum ganzen Umkreise bei Partialturbinen schwankt je nach den aufzuschlagenden Wassermengen sehr bedeutend und sinkt wohl bis zu dem Werthe $x = {}^1/_{12}$ und darunter, während andererseits dieses Verhältnifs bis zu Einheit sich erhebt, wenn man Vollturbinen mit solchen Schützvorrichtungen versieht, durch welche sie in Partialturbinen verwandelt werden können, sobald man einzelne der Leitradzellen gänzlich verschliefst. Bei allen Partialturbinen empfiehlt es sich, behufs Vermeidung des einseitigen Druckes, die Wasserzuführung an diametral gegenüberliegenden Punkten des Umfanges vorzunehmen.

Die oben für Radialturbinen gegebene Beziehung $F_e c_{ne} = Q$ gilt offenbar für Axialturbinen streng genommen nur in dem

Digitized by Google

Falle, daſs die axiale Eintrittsgeschwindigkeit in allen Abständen von der Axe denselben Werth c_{ne} hat; d. h. also, wenn die Schaufelflächen in der in § 19 angegebenen Art für konstante Axialgeschwindigkeit konstruirt sind. Für schraubenförmige Schaufelflächen dagegen, für welche, wie früher gezeigt wurde, die axiale Durchgangsgeschwindigkeit von innen nach außen abnimmt, wird man den Eintrittsquerschnitt F_e annähernd finden, wenn man für c_{ne} die dem mittleren Halbmesser zugehörige normale Durchgangsgeschwindigkeit annimmt.

Nöthigenfalls kann man dann, nach Feststellung der Halbmesser, eine Kontrolrechnung vornehmen, indem man das ganze Rad in eine beliebige Anzahl von ringförmigen Elementen zerlegt denkt, für jedes Element die axiale Durchgangsgeschwindigkeit nach Angabe des Diagramms der Fig. 44 ermittelt und hiermit die durch das Element gehende Wassermenge bestimmt. In den meisten Fällen wird jedoch eine solche Kontrole kaum nöthig sein.

Die Eintrittsfläche F_e ist natürlich bei den Axialturbinen durch $F_e = \pi (r_2^2 - r_1^2)$ gegeben, wenn r_2 den äußeren und r_1 den inneren lichten Halbmesser des Rades an der Eintrittsstelle bedeutet. Auch hierbei pflegt man das Verhältniſs $\frac{r_1}{r_2}$ etwa zwischen $^2/_3$ und $^4/_5$ zu wählen, und es wird aus den früher in § 19 angegebenen Gründen im Allgemeinen gut sein, die Halbmesser nicht zu sehr von einander abweichen zu lassen, also die Breite des Rades zwischen den Kränzen verhältniſsmäßig gering zu machen, d. h. für $\frac{r_1}{r_2}$ einen größeren Werth etwa zwischen $^3/_4$ und $^4/_5$ zu wählen. Nur bei sehr beträchtlichen Wassermengen und kleinen Gefällen findet man zur Vermeidung unmäßig großer Durchmesser das Verhältniſs $\frac{r_1}{r_2} = ^2/_3$ in Anwendung gebracht.

Daſs auch bei den reinen Aktionsturbinen die Beziehung gilt $F_e c_{ne} = Q$, erkennt man aus der Art und Weise, wie auch

Digitized by Google

für diese Turbinen das Diagramm auf Grund derjenigen normalen Eintrittsgeschwindigkeit c_{ne} entworfen wurde, welche das durchgehende Quantum Q an der durch Schaufeln nicht verengten Stelle haben würde. Diese Geschwindigkeit ist, wie schon bemerkt, bei den Aktionsturbinen zwar im Spalt größer wegen der Versperrung, dafür aber sind die Radkanäle auch nur theilweise vom Wasser erfüllt.

§ 24.

Aufstellung der Turbinen.

Es erscheint angezeigt, hier noch einige Bemerkungen über die Art der Aufstellung eines Turbinenrades, namentlich darüber anzuführen, ob die Turbine frei in der Luft oder im Wasser umgehen soll. Es wurde schon mehrfach angedeutet, daſs man reine Aktionsturbinen gewöhnlich in der freien Luft umlaufen läſst, und zwar aus folgendem Grunde. Im § 21 wurde gefunden, daſs bei Aktionsrädern die Radzellen niemals vollständig vom Wasser erfüllt sein können, daſs vielmehr in jedem Kanale ein Ablösen des durchtretenden Wasserstrahls von der konvexen Kanalwand stattfindet, so daſs zwischen dieser Wand und dem Wasserstrahle ein gewisser freier Raum verbleibt. So lange dieser Raum mit Luft erfüllt ist, wie es stets der Fall sein muſs, wenn das Rad in freier Luft umgeht, geben diese Turbinen erfahrungsmäßig einen hohen Wirkungsgrad, welcher aber sofort wesentlich geringer ausfällt, sobald das Rad im Wasser umgeht. Man stellt sich daher vor, daſs in dem letzteren Falle in jene erwähnten freien Räume todtes Wasser aus dem Untergraben eintritt, welches von den durch die Zellen passirenden Wasserstrahlen in die Bewegung hineingerissen wird, wodurch kraftzehrende Wirbelbildungen veranlaſst werden, die den Wirkungsgrad herabsetzen. Um diesen Nachtheil zu vermeiden, hat man bekanntlich bei Aktionsturbinen die sogenannten Rückschaufeln zur Anwendung gebracht, d. h. man hat den Schaufeln an verschiedenen Stellen

Digitized by Google

derart eine ungleiche Stärke gegeben, dafs jene freien Räume von den Schaufeln selbst ausgefüllt werden, zwischen denen also Kanäle verbleiben, welche überall nur eine solche lichte Weite haben, wie sie der durchströmende Wasserstrahl gerade erfordert. Die Zeichnung solcher Rückschaufeln wird nach dem in § 22 über Aktionsturbinen Gesagten keine Schwierigkeiten darbieten, wenn man berücksichtigt, dafs die relative Geschwindigkeit von dem Werthe $w_e = C_2 A$, Fig. 54, beim Eintritte in den nur wenig davon verschiedenen Werth $w_a = E_1 A$ beim Austritte sich allmählich verändert, und dafs daher in jedem Punkte der Radschaufel der zu dieser letzteren senkrechte Querschnitt auch überall nahezu derselbe, nämlich mit der relativen Geschwindigkeit daselbst umgekehrt proportional sein mufs. Solche mit Rückschaufeln versehene Aktionsturbinen geben erfahrungsmäßig auch gute Effekte, wenn die Turbine im Wasser arbeitet.

Wenn das Rad in freier Luft umgeht, so pflegt man die untere Fläche desselben in der Regel um eine geringe Höhe h_u von einigen Centimetern über dem Unterwasser aufzustellen, und es geht dann diese Höhe, wie bereits im § 22 für Axialturbinen angegeben wurde, für die Leistung des Rades verloren. Es wurde an dieser Stelle auch bereits bemerkt, dafs diese Turbinen wohl ohne Ueberdruck arbeiten, dafs aber streng genommen eine geringe Reaktionswirkung entsprechend der Höhe $h_r - h_{\zeta r}$ bei ihnen auftritt, indem das Wasser beim Durchgange durch das Rad eine dieser Differenz entsprechende Beschleunigung erfährt.

Bei den Radialturbinen, welche über Wasser aufgestellt werden, geht außer der kleinen Höhe h_u auch noch die halbe Radhöhe verloren, indem man bei diesen das zur Wirkung kommende Gefälle nur bis zur Mitte der Austrittsöffnungen zu rechnen hat.

Während man die Aktionsturbinen, sofern man solche nicht mit Rückschaufeln versieht, immer in freier Luft umgehen läfst, kann man Reaktionsturbinen ebensowohl frei wie auch im Wasser ausgießen lassen, indem es bei den ohnehin

Digitized by Google

immer vollständig mit Wasser erfüllten Radkanälen gleichgültig ist, ob der Ausfluſs über oder unter Wasser erfolgt. In der Regel pflegt man, um den oben gedachten mit dem Freihängen verbundenen Gefällverlust zu umgehen, diese Räder ins Wasser zu tauchen, und nur etwa die schottischen Turbinen; welche nach § 16 wesentlich Reaktionsräder sind, stellt man frei über dem Unterwasser auf, um den Widerstand zu vermeiden, den die einzelnen Schwungarme bei ihrer meist schnellen Gangart im Unterwasser finden würden. Dieses Freihängen der schottischen Turbinen ist aus dem Grunde um so mehr angängig, als diese Räder meistens nur bei hohen Gefällen angewendet werden, gegen welche die geringe durch das Freihängen verloren gehende Höhe h_u nicht in Betracht kommt, und als unter diesen Verhältnissen auch in der Regel der Unterwasserspiegel nur sehr wenig in seiner Höhe veränderlich ist. Dagegen erscheint eine Tauchung des Rades in Wasser in allen solchen Fällen gerathen, in denen die Höhe des Unterwassers beträchtlichen Schwankungen unterworfen ist, was fast immer beim Vorhandensein nur geringer Gefälle und großer Wassermengen der Fall ist. Als das in Rechnung zu bringende Gefälle hat man hierbei stets die ganze Niveaudifferenz zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel einzuführen, da die Tiefe der Eintauchung insofern ohne Einfluſs auf die Wassergeschwindigkeit ist, als diese Tauchung sowohl die Druckhöhe des Oberwassers wie diejenige des Unterwassers um denselben Betrag vergrößert.

Wenn man eine Turbine im Wasser umgehen läſst, so ist man keineswegs genöthigt, das Rad unter das Niveau des Unterwassers zu senken, vielmehr kann man dem Rade bis zu einer gewissen Grenze eine höhere Lage geben, ohne dadurch am Gefälle einzubüßen, wenn man nur dafür sorgt, daſs durch den atmosphärischen Luftdruck das unter der Turbine angebrachte Abfallrohr stets mit Wasser gefüllt erhalten bleibt. Diese Anordnung, Fig. 55, wählt man sehr häufig zu dem Zwecke, dadurch die Axe der Turbine kürzer und das Rad selbst leichter zugänglich zu erhalten. Es möge wieder h_u die

Digitized by Google

Höhe der Unterkante des Rades über dem Unterwasser U, ferner h_r die Radhöhe und h_o die Tiefe des Spaltes S über dem Oberwasserspiegel O vorstellen, so dafs man das ganze Gefälle $h = h_o + h_r + h_u$ hat. Man erhält von den Druckverhältnissen im Innern des gegen die äußere Atmosphäre luftdicht abgeschlossenen Rohres am besten eine Vorstellung, wenn man sich den Atmosphärendruck sowohl auf den Oberwasserspiegel wie auf das Unterwasser durch Wassersäulen ersetzt denkt, welche die Wasserbarometerhöhe $b = 10{,}34$ m haben, mit andern Worten, wenn man sich die Turbine wie eine im luftleeren Raume umgehende denkt, für welche der Oberwasserspiegel in O' und der Unterwasserspiegel in U' gelegen ist, und welche also mit dem Spalt S um die Tiefe $U'S = b - (h_u + h_r)$ unter diesen fingirten Wasserspiegel getaucht ist. Zunächst erkennt man, dafs die Höhe $h_u < b$ sein mufs, damit die Radmündung nicht über U' zu liegen kommt, denn wenn dies der Fall wäre, so würde das Abflufsrohr nicht mehr bis zum Rade mit Wasser erfüllt sein, das durch die Turbine gehende Wasser würde beim Austritte aus dem Rade frei niederfallen und die ganze Gefällhöhe von dem letzteren bis zum Unterwasser U ginge für das Rad verloren. Selbstredend wird man die Höhe h_u niemals bis zu jenem Grenzwerthe $b = 10{,}34$ m steigen lassen, sondern ähnlich wie bei Pumpen dieses sog. Sauggefälle h_u der Turbinen immer beträchtlich kleiner, höchstens etwa zu 8 m annehmen.

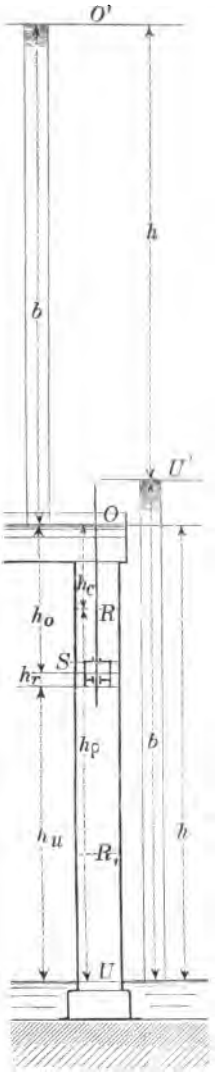


Fig. 55.

Digitized by Google

Denkt man sich nun die Turbine so angeordnet, daſs zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c ein Gefälle $h_c = OR$ verbraucht wird, also, von Nebenhindernissen abgesehen, der Theil $RU = h - h_c = h_\rho$ das Reaktionsgefälle vorstellt, so zeigt die Figur, daſs das Wasser im Spaltraum S einer absoluten Pressung von oben entsprechend der Wassersäulenhöhe $b + h_o - h_c$ ausgesetzt ist, während die Unterfläche des Rades von unten nach oben durch eine Wassersäule von der Höhe $b - h_u$ gepreſst wird. Die Differenz der beiden Pressungen ist daher

$$b + h_o - h_c - (b - h_u) = h_o + h_u - h_c = h_\rho - h_r,$$

wie es dem Umstande entspricht, daſs die Reaktionsdruckhöhe sich zusammensetzt aus der Radhöhe und dem Ueberschusse, um welchen die Pressung auf die Eintrittsfläche diejenige auf die Austrittsfläche übersteigt.

Da das Turbinenrad nicht absolut dichtschließend in dem Abfallrohre sich bewegen kann, zwischen beiden vielmehr immer ein gewisser wenn auch geringer Zwischenraum verbleibt, so wird der letztere auch die Veranlassung eines gewissen Verlustes an Aufschlagwasser sein, welches durch diesen Zwischenraum abfließt, ohne auf die Schaufeln gewirkt zu haben. Dieser Verlust wird um so bedeutender, je größer der Ueberdruck des Wassers in der Höhe des Spaltes im Innern des Rades über den daselbst von außen wirkenden Druck ist. Dieser Ueberdruck ist nach der Figur durch

$$b + h_o - h_c - (b - h_u - h_r) = h - h_c = h_\rho$$

gegeben. Der Wasserverlust wächst daher mit der Reaktionsdrucköhe h_ρ, und zwar wird man annehmen dürfen, daſs er wie die zugehörige Geschwindigkeit $c_\rho = \sqrt{2\,g\,h_\rho}$ zunimmt. Die Reaktionsdruckhöhe h_ρ ist ferner auch maßgebend für die Größe des Druckes, mit welchem die Turbinenaxe durch das Wasser in ihr Spurlager gedrückt wird, und man kann diesen Druck daher zu $\pi\,(r_2^2 - r_1^2)\,h_\rho$ 1000 kg annehmen, da der Druck auf die innere Kreisfläche vom Halbmesser r_1 durch den festen Bodenteller des Leitrades aufgenommen wird.

Digitized by Google

Was den Ueberdruck des Spaltes über die Atmosphäre anbetrifft, so erkennt man aus der Figur, daſs derselbe durch eine Wassersäule dargestellt ist von der Höhe $RS = h_o - h_c$, und es wird daher in der Höhe des Spaltes das Wasser durch eine etwaige Undichtheit des Rohres mit einer diesem Ueberdrucke entsprechenden Geschwindigkeit austreten. Es ist auch klar, daſs dieser Ueberdruck gleich Null wird, wenn $h_c = h_o$ gemacht wird, und daſs bei weiterer Vergrößerung von h_c, also für geringere Reaktion der Druck im Spalte sogar kleiner als der Atmosphärendruck wird. Für eine Größe von $h_c = OR_1$ wird beispielsweise der Spaltendruck um die der Höhe $SR_1 = h_c - h_o$ entsprechende Pressung kleiner als die atmosphärische, und es wird in Folge hiervon durch eine in dem Rohre befindliche Undichtigkeit Luft von außen angesaugt werden.

In Betreff des für die Turbine in Rechnung zu stellenden Gefälles h kann noch bemerkt werden, daſs vorstehend unter diesem Gefälle immer der Niveauunterschied zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel verstanden ist, welcher für den Stillstand der Turbine vorhanden ist, wenn also sowohl im Obergraben wie im Untergraben das Wasser ohne Bewegung ist. Diese Voraussetzung gilt aber nur so lange, als Ober- und Untergraben nur geringe Längen haben, so daſs die durch die Widerstände dieser Gerinne veranlaſsten Druckhöhenverluste vernachlässigt werden können. Dieser Fall wird z. B. stattfinden, wenn die Turbine ihr Aufschlagwasser direkt aus einem großen Teiche entnimmt und ihr Abwasser ebenfalls wieder in einen großen Behälter abführt, welcher sich direkt und ohne Zwischengraben an die Turbinenkammer anschließt. In diesem Falle wird zwar beim Inbetriebsetzen der Turbine der Oberwasserspiegel sich in der Nähe der Eintrittsöffnung in die Kammer um eine gewisse Tiefe senken, damit nämlich das zuvor in dem großen Teiche in Ruhe befindliche Wasser die zum Eintritte in die Kammer erforderliche Geschwindigkeit annimmt. Diese Gefällhöhe stellt aber für die Turbine keineswegs einen Verlust vor, da die in dem Wasser vermöge

Digitized by Google

der erlangten Eintrittsgeschwindigkeit enthaltene lebendige Kraft oder mechanische Arbeit dem Rade zu gute kommt. Will man daher den Wirkungsgrad der Turbine feststellen, so hat man in diesem Falle die Höhendifferenz zwischen Ober- und Unterwasserspiegel im Zustande der Ruhe als disponibles Gefälle h in Rechnung zu bringen.

Anders gestaltet sich die Sache für den meist vorkommenden Fall, in welchem die Turbine ihr Wasser durch einen mehr oder minder langen Obergraben aus einem Teiche, Flusse oder sonst einem Behälter zugeführt erhält, dessen Wasserspiegel als konstant anzunehmen ist, indem ihm die für die Turbine entzogene Wassermenge durch steten Zufluſs fortwährend ersetzt wird und übermäßig starke Zuflüsse durch ein Freigerinne abgehen. Für den Stillstand der Turbine steht das Wasser vor der Turbinenkammer natürlich in derselben Höhe wie in dem gedachten Teiche oder Behälter. Sobald man die Turbine in Thätigkeit setzt, sinkt nun der Wasserspiegel vor der Einlaſsschütze ebenfalls um eine gewisse Größe, welche nun aber größer ist, als in dem zuerst betrachteten Falle. Die Senkung des Wasserspiegels muſs jetzt nämlich nicht nur zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in die Turbinenkammer, sondern auch zur Ueberwindung der Reibungswiderstände in dem Obergraben ausreichen, welche Widerstände bei langen Gräben mit unregelmäßigem und vernachlässigtem Bett unter Umständen ziemlich beträchtlich ausfallen können.

In derselben Weise wird auch der Untergraben ein um so größeres Gefälle für sich in Anspruch nehmen, je länger derselbe ist. Im Stillstande der Turbine steht natürlich das Wasser im Untergraben an der Turbinenkammer in gleicher Höhe mit demjenigen des das Abwasser aufnehmenden Reservoirs. Sobald aber die Turbine in Bewegung gesetzt wird, muſs eine Anstauung des Wassers im Untergraben unmittelbar vor der Turbine bis zu derjenigen Höhe eintreten, welche durch die Widerstände des Untergrabens aufgezehrt wird. Man ersieht hieraus, daſs die Widerstände der Gräben das

Digitized by Google

ganze vorhandene Gefälle vermindern, und zwar veranlafst der Obergraben eine Senkung des Oberwasserspiegels und der Untergraben eine Erhebung des Unterwassers. Will man daher ein Urtheil über den Wirkungsgrad der Turbine allein erhalten, so hat man natürlich dieses verringerte Gefälle als das für die Turbine verfügbare zu Grunde zu legen, während eine Rechnung auf Grund des ganzen, im Zustande der Ruhe vorhandenen Gefälles wohl einen Anhalt über den Wirkungsgrad der ganzen Anlage einschließlich der Gräben, Schleusen etc., nicht aber über den des Turbinenrades allein gewährt.

Zur Erzeugung der Abflufsgeschwindigkeit des Wassers in dem Untergraben ist keine Gefällhöhe erforderlich, da das Wasser aus der Turbine mit der absoluten Geschwindigkeit c_a austritt. Es ist sogar möglich, aus dieser Austrittsgeschwindigkeit c_a noch einen gewissen Gewinn an mechanischer Arbeit zu erzielen, wenn, wie dies meistens der Fall ist, die Geschwindigkeit c_u im Untergraben kleiner ist als c_a. Hiervon kann man sich mit Hülfe der Fig. 56 eine Vorstellung verschaffen. Hierin bedeute R das Rad einer unter Wasser arbeitenden Radialturbine, an deren Umfange das Wasser mit der Geschwindigkeit c_a austritt. Hat das Wasser in dem Untergraben eine Geschwindigkeit c_u, so wird mit dem Austritte des Wassers ein Verlust an lebendiger Kraft verbunden sein, wenn man den Austritt ohne Weiteres geschehen läfst, indem dann die Geschwindigkeit c_a in die geringere c_u umgesetzt wird und die in dem Wasser beim Austritte vorhandene überschüssige lebendige Kraft durch Stoßwirkungen aufgezehrt wird. Denkt man sich aber den Uebergang aus dem Rade in das Unterwasser durch einen ringförmig das Rad umschließenden, nach außen hin sich allmählich erweiternden Ausflufsapparat vermittelt, so wird ein gewisser Arbeitsbetrag für das Rad dadurch gewonnen, dafs der Gegendruck des Unterwassers auf die Austrittsöffnung des Rades verringert wird. Wenn nämlich das aus R ausströmende Wasser in den Ausflufsring DE bei E mit der

Digitized by Google

absoluten Geschwindigkeit c_a eintritt und vermöge der Erweiterung bei D mit der geringeren Geschwindigkeit c_d zum Ausfluſs gelangt, so ist die Höhe der Pressung bei E nach dem bekannten, für den hydraulischen Druck geltenden Gesetze um die Größe $\frac{c_a^2 - c_d^2}{2g} = h_d$ geringer als bei D, und die Wirkung des betreffenden Ausfluſsapparats ist also zu ver-

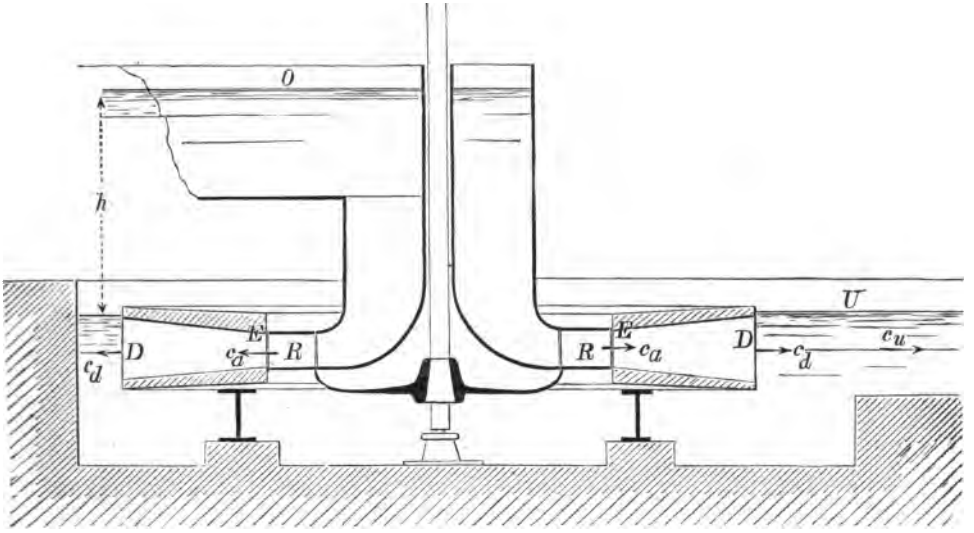


Fig. 56.

gleichen mit einer Vergrößerung des Gefälles h um diese Größe $h_d = \frac{c_a^2 - c_d^2}{2g}$. Da nach dem früher Angegebenen die der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_a zugehörige Höhe für gewöhnlich 5 bis 8% von der ganzen Gefällhöhe h beträgt, so erkennt man hieraus, daſs man hiervon noch $^3/_4$, also etwa 3,7 bis 6% des Gefälles wiedergewinnen könnte, wenn man den Querschnitt bei D doppelt so groß machen wollte wie den bei E. Natürlich wird wegen der in dem Ausfluſsapparate neu auftretenden Reibungswiderstände der Gewinn kleiner

Digitized by Google

ausfallen, als oben angegeben wurde, immerhin wird aber doch durch einen solchen Apparat, welcher zuerst von Boyden ausgeführt und mit dem Namen Diffuser belegt wurde, ein Gewinn von 2 bis 3% des Gefälles erzielt werden können. Die Erweiterung muſs nur, damit das Wasser sich nicht zersplittere, eine möglichst allmähliche sein, und die Austrittsgeschwindigkeit c_d aus dem Diffuser muſs mindestens den Betrag der Geschwindigkeit c_u haben, mit welcher das Wasser im Untergraben abfließt.

§ 25.

Formeln für Turbinen.

In dem Vorstehenden ist die Wirkungsweise des Wassers in den Turbinen lediglich auf graphischem Wege mit Hülfe einfacher Zeichnungen und unter Vermeidung aller analytischen Operationen erläutert, und solche Zeichnungen genügen auch, wie in dem nächsten Paragraphen an Beispielen gezeigt werden soll, um in jedem Falle die sämmtlichen für den Entwurf einer neuen oder für die Beurtheilung einer vorhandenen Turbine erforderlichen Bestimmungsstücke zu ermitteln. Bisher hat man sich zu diesem Zwecke ausschließlich der rechnerischen Methode bedient, und die verschiedenen bekannt gewordenen Turbinentheorien entwickeln zu diesem Zwecke auf mathematischem Wege eine Reihe von mehr oder minder zusammengesetzten Formeln. Es ist leicht zu zeigen, daſs die meisten dieser Formeln ohne umständliche Rechnung auch direkt aus den vorstehend angegebenen Turbinendiagrammen sich entnehmen lassen, wozu außer der Bekanntschaft mit den Grundlehren der Trigonometrie nur die Kenntniſs weniger Sätze aus der elementaren Geometrie des Kreises erforderlich ist. Es mögen daher zum Schlusse noch die Formeln für die hauptsächlich in Betracht kommenden Größen unter Beibehaltung der bisher gewählten Bezeichnungen aus den zugehörigen Figuren entnommen werden.

Digitized by Google

Die Formeln nehmen sämmtlich eine einfache Gestalt an, wenn man, wie auch oben immer geschehen ist, von der normalen Eintrittsgeschwindigkeit c_{ne} ausgeht, welche das durch die Turbine gehende Wasser an der nicht durch Schaufeln verengten Stelle (im Spalte) besitzt, und wenn man die schädlichen Widerstände durch eine erfahrungsmäßig anzunehmende Höhe h_z gleich 0,12 bis 0,15 h berücksichtigt, also wie oben die wirksame Gefällhöhe $h_w = h - h_z = 0{,}88$ bis $0{,}85\, h$ annimmt.

Dann ergiebt sich für Axialturbinen nach Fig. 15:
Die absolute Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_e = BA = \frac{c_{ne}}{\sin \alpha}, \tag{1}$$

die relative Eintrittsgeschwindigkeit

$$w_e = CA = \frac{c_{ne}}{\sin \beta}, \tag{2}$$

die Radgeschwindigkeit

$$v = BC = c_{ne} (\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta), \tag{3}$$

die relative Austrittsgeschwindigkeit

$$w_a = EA = c_{ne} \sqrt{1 + (\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta)^2}, \tag{4}$$

die Reaktionsgechwindigkeit

$$\begin{aligned} c_\rho = HD &= c_{ne} \sqrt{(\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta)^2 - \operatorname{cotg} \beta^2} \\ &= c_{ne} \sqrt{\operatorname{cotg} \alpha (\operatorname{cotg} \alpha - 2 \operatorname{cotg} \beta)}, \end{aligned} \tag{5}$$

und die nutzbare Geschwindigkeit

$$c_n = HB = c_{ne} \sqrt{2 (\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta) \operatorname{cotg} \alpha}. \tag{6}$$

Zur Bestimmung von c_{ne} aus der wirksamen Gefällhöhe h_w endlich hat man:

$$\begin{aligned} HG^2 = c_w^2 &= 2\, g\, h_w = c_{ne}^2 + c_n^2 \\ &= c_{ne}^2 [1 + 2 (\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta) \operatorname{cotg} \alpha] \end{aligned} \tag{7}$$

und für den Winkel δ:

$$\operatorname{cotg} \delta = \frac{v}{c_{ne}} = \operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta. \tag{8}$$

Digitized by Google

Das Reaktionsverhältnifs folgt demnach zu

$$\varepsilon = \frac{DH}{BH} = \frac{c_\rho{}^2}{c_n{}^2} = \frac{\operatorname{cotg}\alpha - 2\operatorname{cotg}\beta}{2(\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta)}, \qquad (9)$$

welches Verhältnifs zu Null wird bei den Aktionsturbinen für

$$\operatorname{cotg}\alpha = 2\operatorname{cotg}\beta. \qquad (10)$$

Man kann daher für ein bestimmtes h_w aus (7) die Größe c_{ne} berechnen, wenn α und β vorgeschrieben sind oder passend angenommen werden, und dann erhält man mit diesem Werthe von c_{ne} durch die andern Formeln die übrigen Elemente. Es würde auch leicht sein, für die Größe von h_x eine Formel aus den betreffenden Figuren abzulesen, in welcher die algebraischen Ausdrücke für die einzelnen durch die Schaufeldicken veranlafsten Gefällverlust h_{s_1} h_{s_2} h_{s_3} und h_{s_4}, sowie die Reibungshöhen $h_{\zeta l}$ und $h_{\zeta r}$ summirt erscheinen, doch dürfte die Anführung einer solchen Formel kaum einen Zweck haben und soll hier unterbleiben.

In gleicher Weise ergeben sich für Radialturbinen mit dem Halbmesserverhältnisse $\frac{r_e}{r_a} = \nu$ aus Fig. 29 und 31 unmittelbar die entsprechenden Formeln für:

Die absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$c_{na} = c_a = D_a A = \nu c_{ne}, \qquad (11)$$

die absolute Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_e = BA = \frac{c_{ne}}{\sin\alpha}, \qquad (1)$$

die relative Eintrittsgeschwindigkeit

$$w_e = CA = \frac{c_{ne}}{\sin\beta}, \qquad (2)$$

die Geschwindigkeit des Eintrittsumfanges

$$v_e = BC = c_{ne}(\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta), \qquad (3)$$

Digitized by Google

die Geschwindigkeit des Austrittsumfanges

$$v_a = D_a E = c_{ne} \frac{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta}{\nu}, \qquad (3a)$$

die relative Austrittsgeschwindigkeit

$$w_a = EA = c_{ne} \sqrt{\nu^2 + \left(\frac{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta}{\nu}\right)^2}, \qquad (4a)$$

die Reaktionsgeschwindigkeit

$$c_\rho = HD_a = c_{ne} \sqrt{(\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta)^2 + \nu^2 - \operatorname{cosec}^2 \beta} \qquad (5a)$$

und die nutzbare Geschwindigkeit

$$\begin{aligned} c_n &= HB_0 = \sqrt{{c_e}^2 - {c_{na}}^2 + {c_\rho}^2} = \sqrt{BD_e^2 + {v_e}^2 - CD_e^2} \\ &= \sqrt{(v_e + CD_e)^2 + {v_e}^2 - CD_e^2} = \sqrt{2\, v_e (v_e + CD_e)} \\ &= c_{ne} \sqrt{2 (\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta) \operatorname{cotg} \alpha}. \end{aligned} \qquad (6)$$

Ferner hat man zur Bestimmung von c_{ne} aus h_w

$$HG^2 = {c_w}^2 = 2 g h_w = {c_{ne}}^2 [\nu^2 + 2 (\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta) \operatorname{cotg} \alpha] \qquad (7a)$$

und für den Winkel δ:

$$\operatorname{cotg} \delta = \frac{v_a}{c_{na}} = \frac{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta}{\nu^2}, \qquad (8a)$$

Das Reaktionsverhältnifs folgt zu

$$\varepsilon = \frac{{c_\rho}^2}{{c_n}^2} = \frac{(\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta)^2 + \nu^2 - \operatorname{cosec}^2 \beta}{2 (\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta) \operatorname{cotg} \alpha}, \qquad (9a)$$

woraus für reine Aktionsturbinen die Bedingung folgt:

$$(\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta)^2 + \nu^2 - \operatorname{cosec}^2 \beta = 0. \qquad (10a)$$

Aus (6) erkennt man, dafs die Nutzleistung ganz unabhängig von dem Verhältnifs der Halbmesser und dafs dieselbe für Axialturbinen und Radialturbinen durch denselben Ausdruck dargestellt ist. Mit $\nu = \frac{r_e}{r_a} = 1$ gehen übrigens alle Formeln für Radialturbinen in die entsprechenden für Axialturbinen über.

Digitized by Google

Den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbinen erhält man selbstredend zu

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{c_u^2}{2gh}. \qquad (12)$$

In gleich einfacher Weise würde man auch die Gleichungen für Räder ohne Leitschaufeln und für schottische Turbinen aufstellen können.

§ 26.

Beispiele.

Die Diagramme zu den folgenden Beispielen sind auf den Tafeln 1—6 in solchem Maßstabe gezeichnet, wie er bei den Abmessungen dieser Schrift gewählt werden konnte, wozu indessen bemerkt werden mag, daſs die Zahlenresultate aus Zeichnungen entnommen worden sind, welche in größerem Maßstabe $\left(\frac{1}{25}\right)$ ausgeführt wurden.

1. Axialturbine. Es sei ein Gefälle $h = 3$ m und eine Wassermenge $Q = 1$ cbm pro Sekunde gegeben, und die Aufgabe gestellt, hierfür eine Axialturbine zu entwerfen, für welche die axiale Austrittsgeschwindigkeit in allen Axenabständen $c_{na} = 1{,}8$ m sein soll. Als zweites Bestimmungsstück sei etwa vorausgesetzt, daſs das erste Radschaufelelement in dem mittleren Abstande r_m senkreckt zur Bewegungsebene stehen soll, daſs also $\beta_m = 90^0$ ist. Diese beiden Bedingungen sind nach dem Vorangegangenen genügend für die Bestimmung der Turbine, wenn noch für das Verhältniſs der Halbmesser $\frac{r_i}{r_a}$ und die Schaufelstärken sowie die Schaufelzahlen gewisse Annahmen der Konstruktion zu Grunde gelegt werden. Es sollen in dieser Beziehung cylindrische Radkränze von dem Verhältniſs der Halbmesser $\frac{r_i}{r_a} = \frac{3}{4}$ vorausgesetzt werden, so

Digitized by Google

dafs man also für den inneren Halbmesser $r_i = \frac{6}{7} r_m$ und für den äußeren $r_a = \frac{8}{7} r_m$ hat, unter r_m den mittleren Abstand von der Axe verstanden. Ferner sei in Bezug auf diesen mittleren Halbmesser das Verhältnifs der Schaufeldicke zu der Schaufeltheilung zu

$$\frac{d_l}{t_l} = \frac{1}{16} \text{ für den Leitapparat und zu}$$

$$\frac{d_r}{t_r} = \frac{1}{12} \text{ für das Rad}$$

angenommen, welcher Annahme bei gleichen Schaufeldicken ein Verhältnifs der Schaufelzahlen $\frac{z_l}{z_r} = \frac{3}{4}$ entspricht. Die durch die schädlichen Widerstände im Ganzen aufgezehrte Gefällhöhe sei zunächst vorbehaltlich einer nachträglichen Korrektur zu $h_z = 0{,}4$ m vorausgesetzt, so dafs die wirksame Gefällhöhe zu $h_w = 2{,}6$ m und die wirksame Geschwindigkeit zu $c_w = \sqrt{2\,g\,h_w} = 4{,}429\,\sqrt{2{,}6} = 7{,}14$ m anzunehmen ist. Um hieraus die nutzbare Geschwindigkeit c_n zu finden, macht man in Taf. 1 $A_o H_o = c_{na} = 1{,}8$ m und trägt die Strecke 7,14 m als Hypotenuse gleich $A_o B$ ein. Dann stellt $B H_o = 6{,}91$ m die Nutzgeschwindigkeit c_n vor, entsprechend einer Gefällhöhe $h_n = 2{,}435$ m. Wenn man dann mit dieser Strecke als Radius um B den Kreis $H_o H$ beschreibt und durch B die Gerade $B H_m$ unter 45° gegen die Horizontale $B H_o$ zieht, so erhält man in der von H_m aus vertikal gezogenen Geraden $H_m D_m$ die Reaktionsgeschwindigkeit $c_{\rho m} = 4{,}89$ m für den mittleren Halbmesser der Turbine, für welchen die Radschaufeln vertikal beginnen sollen. Trägt man noch auf der Verlängerung von $H_m D_m$ die Strecke $D_m A_m = 1{,}8$ m ab, so findet sich in $B A_m = 5{,}21$ m die Eintrittsgeschwindigkeit c_{em} für den mittleren Halbmesser ihrer Größe und Richtung nach, während die mittlere Umfangsgeschwindigkeit in $B D_m = 4{,}89$ m $= v_m$ gefunden ist. Trägt man diese Strecke von D_m gleich $D_m E_m$ ab, so erhält man in $E_m D_m = 5{,}21$ m die Richtung und Größe

Digitized by Google

der relativen Austrittsgeschwindigkeit w_{am} des Wassers. Die Leitschaufeln müssen daher in der Richtung $B A_m$ und die Radschaufeln in derjenigen $E_m A_m$ endigen.

Um zunächst zu untersuchen, ob die für die schädlichen Widerstände gemachte Annahme $h_z = 0{,}4$ m entsprechend ist, sind die Geschwindigkeitsänderungen zu ermitteln, welche durch die Schaufeldicken veranlafst werden. Zu dem Behufe stelle $A_m A_l$ nach einem beliebigen Maßstabe die Theilung $t_l = 16\,d$ und $A_m A_r$ nach demselben Maßstabe die Theilung der Radschaufeln gleich $12\,d$ vor, und man beschreibe um A_l und A_r Halbkreise mit der Schaufeldicke d als Radius. Zieht man dann an den Halbkreis um A_l eine Tangente $l\,l_2$ parallel zu $B A_m$, verbindet l_2 mit D_m und zieht zu der Verbindenden eine Parallele $A_l B'$ durch A_l, so erhält man in B' den Punkt, welcher horizontal auf $B A_m$ nach B_1 projicirt werden mufs, um in $B_1 B = c_{z_2}$ die plötzliche Geschwindigkeitsänderung des Wassers beim Eintritte in den Spalt zu erhalten. Wenn man ebenso l_1 mit D_m verbindet und durch A_l eine Parallele $A_l D_1$ zu $l_1 D_m$ zieht, so erhält man in $D_1 D_m = c_{z_1}$ die Geschwindigkeitsveränderung des Wassers beim Eintritte in den Leitapparat. In derselben Weise sind mit Hülfe der Kreise um A_r die Geschwindigkeitsveränderungen $C_1 D_m = c_{z_3}$ und $E_1 E_m = c_{z_4}$ beim Eintritte des Wassers in das Rad und beim Austritte aus demselben bestimmt, und es sind die hierzu erforderlichen Konstruktionslinien in der Figur punktirt angedeutet. Diese Konstruktion ergiebt

$$c_{z_1} = 0{,}11 \text{ m},\ c_{z_2} = 1{,}15 \text{ m},\ c_{z_3} = 0{,}16 \text{ m und } c_{z_4} = 1{,}63 \text{ m}.$$

Setzt man nun einen Reibungskoefficienten $\sqrt{\varphi} = \sqrt{0{,}1} = 0{,}32$ voraus, so hat man die durch Reibung verloren gehenden Geschwindigkeiten

$$c_{\zeta l} = 0{,}32\,\frac{D_1 A_m + B_1 A_m}{2} = 1{,}33 \text{ m für den Leitapparat und}$$

$$c_{\zeta r} = 0{,}32\,\frac{C_1 A_m + E_1 A_m}{2} = 1{,}41 \text{ m für das Rad}$$

anzunehmen. Mit diesen Verlustgeschwindigkeiten c_z und c_ζ

Digitized by Google

ist nun das Verlustpolygon $B B_1 Z_1 Z_2 Z_3 Z_4 Z$ gezeichnet, und es ergiebt sich aus demselben die resultirende Verlustgeschwindigkeit $B Z = c_z = 2{,}79$ m, entsprechend einer Gefällhöhe $0{,}051 \cdot 2{,}79^2 = 0{,}397$ m. Diese Größe stimmt so nahe mit der angenommenen von 0,4 m überein, daſs eine weitere Korrektur der erhaltenen Werthe nicht nöthig ist.

Um auch die Verhältnisse für den inneren und äußeren Halbmesser zu ermitteln, ergeben die mit den Radien

$$C_i B = \frac{6}{7} v = \frac{6}{7} \cdot 4{,}89 = 4{,}19 \text{ m und}$$

$$C_a B = \frac{8}{7} \cdot 4{,}89 = 5{,}59 \text{ m}$$

um C_i und C_a beschriebenen Kreisbögen die Punkte H_i und H_a, und mit Hülfe der hindurch gelegten Vertikallinien in der aus § 19 bekannten Art die Strecken BA_i, C_iA_i und E_iA_i für den inneren Radkranz, sowie diejenigen BA_a, C_aA_a und A_aE_a für den äußeren. Diese Strecken bestimmen sowohl die Geschwindigkeiten c_e, w_e und w_a für die entsprechenden Axenabstände, wie auch die zugehörigen Winkel α, β und δ. Für die letzteren ergeben sich aus der Figur die Werthe

$$\alpha_i = 17^\circ 27', \ \beta_i = 49^\circ 27', \ \delta_i = 23^\circ 15' \text{ innen,}$$
$$\alpha_m = 20^\circ 13', \ \beta_m = 90^\circ, \ \delta_m = 20^\circ 13' \text{ in der Mitte,}$$
$$\alpha_a = 22^\circ 49', \ \beta_a = 126^\circ 28', \ \delta_a = 17^\circ 53' \text{ außen.}$$

Für die Reaktion an den verschiedenen Stellen hat man

$$c_{\rho i} = H_i D_i = 3{,}91 \text{ m}; \ h_{\rho_i} = 0{,}78 \text{ m} = 0{,}82 \, h_n,$$
$$c_{\rho a} = H_a D_a = 5{,}48 \text{ m}; \ h_{\rho a} = 1{,}58 \text{ m} = 0{,}63 \, h_n,$$

während der gestellten Bedingung $\beta = 90^\circ$ gemäß das Reaktionsverhältniſs im mittleren Umfange gleich 0,5 sein muſs. Es wäre hiernach leicht, noch für beliebige andere Abstände die Verhältnisse in gleicher Weise zu bestimmen, doch soll dies hier unausgeführt bleiben, ebenso wie die Bestimmung der schädlichen Widerstände für andere Halbmesser als den mittleren hier nicht wiederholt werden soll.

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.
Digitized by Google

Um die Dimensionen des Rades für eine Aufschlagmenge von $Q = 1$ cbm pro Sekunde zu bestimmen, hat man die gesammte Fläche des ringförmigen Zwischenraums zwischen den Kränzen mit Einschluſs der Schaufelbleche $F = \frac{Q}{c_{na}} = \frac{1}{1{,}8}$ $= 0{,}5556$ qm und daraus folgt der äußere Halbmesser r_a durch $\pi \left[r_a^2 - \left(\frac{3}{4} r_a \right)^2 \right] = \frac{7}{16} \pi r_a^2 = 0{,}5556$ zu $r_a = 0{,}636$ m, daher $r_i = \frac{3}{4}\, 0{,}636 = 0{,}477$ m und $r_m = 0{,}556$ m. Aus dem mittleren Halbmesser bestimmt sich die Umdrehungszahl pro Minute zu

$$n = \frac{60 \,.\, v_m}{2 \,.\, \pi \,.\, r_m} = \frac{60 \,.\, 4{,}89}{3{,}493} = 84 \text{ Umdrehungen.}$$

Der hydraulische Wirkungsgrad findet sich zu

$$\eta_n = \frac{h_n}{h} = \frac{2{,}435}{3} = 0{,}81,$$

so daſs, wenn man mit Rücksicht auf Zapfenreibung, Widerstand des Rades im Wasser und Verluste durch den Spalt etwa 6% in Rechnung stellt, auf einen effektiven Wirkungsgrad von $\eta = 0{,}94 \,.\, 0{,}81 = 0{,}76$ zu rechnen sein würde. Hiermit wäre von dem Rade eine thatsächliche Leistung von

$$0{,}76 \, \frac{1000 \,.\, 3}{75} = 30{,}4 \text{ Pferdekraft}$$

zu erwarten.

Die Höhe des Leitapparates wie des Laufrades wird man passend zu 0,25 bis 0,30 m annehmen dürfen. Wenn man dem Rade 24 und dem Leitapparate 18 Schaufeln giebt, so bestimmt sich die Theilung des Rades in der Mitte zu $t_r = \frac{2 \,.\, \pi \,.\, 0{,}556}{24} = 0{,}146$ m, und bei einer Schaufeldicke von 12 mm wäre das Verhältniſs $\frac{d_r}{t_r}$ nahezu $\frac{1}{12}$, wie vorstehend vorausgesetzt wurde.

Digitized by Google

2. Girardturbine. Für ein Gefälle von 2,4 m und eine Wassermenge von 0,75 cbm pro Sekunde soll eine Axialturbine mit freiem Ausfluſs nach dem Girard'schen System konstruirt werden, welcher das Wasser im mittleren Umfange unter einem Winkel $\alpha = 20^0$ gegen den Radquerschnitt zugeführt werden soll.

Setzt man eine Höhe des Rades von $h_r = 0{,}2$ m voraus, und nimmt an, daſs das Rad mit seiner Unterkante um $h_u = 0{,}03$ m über dem Unterwasser aufgehängt sei, so ist die ganze bis zum Spalt vorhandene Gefällhöhe durch

$$h_0 = 2{,}4 - 0{,}2 - 0{,}03 = 2{,}17 \text{ m}$$

gegeben. Diese Gefällhöhe, welcher eine Geschwindigkeit $\sqrt{2g \cdot 2{,}17} = 6{,}52$ m zugehört, wird dazu verwendet, dem Wasser eine gewisse Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade zu ertheilen und die dabei auftretenden Widerstände zu überwinden, welche aus der Reibung und den Schaufeldicken entstehen. Um diese Austrittsgeschwindigkeit zu bestimmen, kann man folgende Hülfskonstruktion zur Anwendung bringen. Man trägt auf einer unter dem Winkel $\alpha = \mathfrak{B}\,A\,A_l = 20^0$, Taf. 2, gegen die Horizontale geneigten Geraden eine beliebige Strecke $\mathfrak{B}\,A$ auf, welche zunächst als diejenige Geschwindigkeit angesehen wird, mit welcher das Wasser aus dem Leitrade treten würde, wenn die Schaufeldicken unendlich klein wären. Setzt man für das Leitrad ein Verhältniſs $\frac{d_l}{t_l} = \frac{1}{18}$ voraus, macht also wieder $A\,A_l = 18$ beliebigen Einheiten und beschreibt um A_l mit einer solchen Einheit $A_l\,l$ einen Halbkreis, an welchen man die Tangente $l\,l_2$ parallel mit $\mathfrak{B}\,A$ legt, so kann man mit Hülfe der beiden Punkte l_1 und l_2 in derselben Art wie im vorigen Beispiele angegeben, die Strecken $\mathfrak{D}_1\,\mathfrak{D}$ und $\mathfrak{B}_1\,\mathfrak{B}$ bestimmen, welche die Vergrößerungen angeben, denen die Geschwindigkeit des Wassers in Folge der Schaufelstärken beim Eintritte in den Leitapparat und beim Austritte aus demselben unterworfen ist. Da nun ferner hier die Radschaufeln eine Versperrung be-

Digitized by Google

wirken, so wird die Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch den Spalt vergrößert, und man hat zunächst das Verhältnifs dieser Versperrung nach § 21 festzustellen. Es möge für das Rad im mittleren Halbmesser etwa das Verhältnifs $\frac{d_r}{t_r} = \frac{1}{12}$ angenommen werden, so macht man $A A_r$ gleich 12 solcher Einheiten, wie man sie für $d = A_l l$ angenommen hat, und zeichnet um A_r und A die Halbkreise mit einer solchen Einheit $A r$ als Radius. Zur Bestimmung des Versperrungsverhältnisses mufs nun allerdings der Neigungswinkel β des ersten Radschaufelelementes gegebeu sein, welcher noch nicht ermittelt ist. Man kann aber für diese Bestimmung mit hinreichender Genauigkeit die Richtung dieses ersten Elementes so annehmen, dafs die Strecke $\mathfrak{B}\mathfrak{D}$ durch diese Richtung halbirt wird, wie dies nach § 10 für reine Druckturbinen gilt. Zieht man daher in dieser Richtung die Tangente $r r_1$ an den um A gelegten Halbkreis und überträgt $A r_1$ nach $A r_2$, so hat man nur A_r mit r_2 zu verbinden und mit der Verbindungslinie durch l_2 eine Parallele zu legen, welche letztere das Stück $A r_3$ abschneidet, um welches die freie Oeffnung $A l_2$ der Leitkanäle durch die Radschaufeln versperrt wird. Macht man daher $l_2 l_3 = A r_3$, zieht $\mathfrak{B}_1 l_3$ und damit eine Parallele durch l_2, so liefert dieselbe in $\mathfrak{B}_2 A$ die Geschwindigkeit des Wassers beim Durchgange durch den Spalt.

Nimmt man nun etwa an, dafs der Reibung des Wassers in den Leitkanälen ein Verlust an Geschwindigkeit von $\mathfrak{B}_1 \mathfrak{Z}_1 = 0{,}3\ \mathfrak{B}_1 A$ entspricht, und setzt die drei Verlustgeschwindigkeiten $\mathfrak{B}_2 \mathfrak{B}_1$, $\mathfrak{B}_1 \mathfrak{Z}_1$ und $\mathfrak{Z}_1 \mathfrak{Z}_2 = \mathfrak{D}_1 \mathfrak{D}$ in bekannter Art durch das Verlustpolygon $\mathfrak{B}_2 \mathfrak{B}_1 \mathfrak{Z}_1 \mathfrak{Z}_2$ zu einer resultirenden Geschwindigkeit $\mathfrak{B}_1 \mathfrak{Z}_2$ zusammen, so mufs das vorhandene Gefälle $h_o = 2{,}17$ m gleich der Summe der beiden Geschwindigkeitshöhen von $\mathfrak{B}_2 A$ und von $\mathfrak{B}_2 \mathfrak{Z}_2$ sein. Trägt man daher $\mathfrak{B}_2 \mathfrak{Z} = \mathfrak{B}_2 \mathfrak{Z}_2$ senkrecht zu $\mathfrak{B}_2 A$ auf, so erhält man in der Hypotenuse $\mathfrak{Z} A$ das Maß für die Geschwindigkeit $\sqrt{2 g h_o} = 6{,}52$ m. Wenn man daher der Figur einen Maßstab zu Grunde legt, nach welchem die Strecke $\mathfrak{Z} A$ gleich dieser

Digitized by Google

Größe 6,52 m ist, so stellen die einzelnen Strecken der Figur die betreffenden Geschwindigkeiten vor. Die Zeichnung eines solchen Maßstabes ist jedoch etwas unbequem, auch würde dann die Zeichnung nicht in einem einfachen Verhältnifs der wirklichen Größe ausgeführt sein. Man kann aber nach einem gewünschten Maßstabe (in der Figur $^1/_{40}$) die Geschwindigkeit $\sqrt{2gh_0} = 6{,}52$ m als die Strecke AZ auftragen, und hat dann nur nöthig, die Hülfsfigur $A\,\mathfrak{B}\,\mathfrak{B}_2\,Z$ in dem Verhältnisse AZ zu $A\,\mathfrak{Z}$ zu vergrößern, was durch die in der Figur angedeuteten Parallellinien leicht geschehen kann. Auf diese Weise ist

$$c_e = B_2 A = 6{,}26 \text{ m}$$

und die Verlustgeschwindigkeit

$$c_{zl} = B_2 Z = 1{,}83 \text{ m}$$

gefunden worden, entsprechend einer Verlusthöhe $h_{zl} = 0{,}17$ m. Die axiale Komponente der Eintrittsgeschwindigkeit ist $D_2 A = 2{,}14$ m, während diese Komponente bei unendlich dünnen Schaufeln durch $D_e A = 1{,}56$ m ausgedrückt ist. Setzt man nun voraus, dafs die Radkränze nach dem Girard'schen System konisch gestaltet sind, so dafs die Fläche des Austrittsquerschnitts etwa gleich der anderthalbfachen des Eintrittsquerschnitts ist, so erhält man in $D_a A = \frac{2}{3} D_e A = 1{,}04$ m die axial gerichtete Komponente der Austrittsgeschwindigkeit unter der Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln. Mit Rücksicht aber auf deren Dicke wird diese Geschwindigkeit von dem Betrage $D_a A$ auf denjenigen $E_0 A = 1{,}35$ m erhöht, welcher mit Hülfe des Halbkreises um A_r' und der beiden Parallelen $D_a r_5$ und $E_0 A_r'$ gefunden wird. Hierbei ist $r_5 r_4$ parallel mit der Richtung EA des letzten Schaufelelements zu ziehen, welche Richtung selbst nach § 22 wie folgt zu finden ist.

Nimmt man für die Reibungswiderstände des Wassers in den Radkanälen einen Gefällverlust von etwa 0,15 m an, so wirkt auf das Wasser beim Durchfallen durch die Radhöhe

Digitized by Google

von $h_r = 0{,}2$ m noch ein Gefälle von $0{,}2 - 0{,}15 = 0{,}05$ m ein, entsprechend einer Geschwindigkeit von $\sqrt{2\,g\,.\,0{,}05} = 0{,}99$ m. Diese Geschwindigkeit wird nun als AF horizontal angetragen und $D_2 G = D_2 F$ gemacht. Dann wird in B_2 vertikal die Strecke $B_2 H$ gleich derjenigen $E_0 A$ angetragen und endlich der Punkt C_2 so bestimmt, dafs $C_2 H = C_2 G$ ist. Auf diese Weise findet sich in $C_2 A$ die Richtung des ersten Schaufelelementes und in EA die des letzten, sobald die Strecke $E_0 E = B_2 C_2 = v$ gemacht wird. Die Radgeschwindigkeit ergiebt sich aus der Konstruktion zu $v = B_2 C_2 = 3{,}25$ m und die Winkel

$$\beta = C_2 A A_r = 39^0\,47' \text{ und } \delta = EA A_r' = 22^0\,36'.$$

Es kann bemerkt werden, dafs bei dieser Konstruktion die Größe $B_2 H = E_0 A = c_{na}$ erst bekannt wird, wenn δ gefunden ist, daher man zunächst probeweise die Strecke $E_0 A$ annähernd anzunehmen und dann durch eine zweite Konstruktion festzustellen hat. Eine annähernde Annahme für $E_0 A$ ist leicht zu machen, da diese Geschwindigkeit nur wenig größer als $D_a A$ ist.

Um den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine zu bestimmen, findet man das nutzbar gemachte Gefälle h_n nach Abzug der Größen $h_{zl} = 0{,}17$ m, $h_{zr} = 0{,}15$ m, $\frac{c_{na}^2}{2\,g} = 0{,}051\,.\,1{,}35^2 = 0{,}09$ und $h_u = 0{,}03$ m, zusammen 0,44 m, also zu $h_n = 2{,}4 - 0{,}44 = 1{,}96$ m. Daher ist der hydraulische Wirkungsgrad $\eta_h = \frac{1{,}96}{2{,}4} = 0{,}816$ m, und wenn für Zapfenreibung und Luftwiderstand etwa 5% in Anzug gebracht werden, so erhält man den effektiven Wirkungsgrad zu $\eta = 0{,}95\,.\,0{,}816 = 0{,}774$. Der Verlust an Wasser durch den Spalt wird hier wegen des mangelnden Ueberdruckes nur unbeträchtlich sein.

Die Größe des Rades bestimmt sich wieder wie im vorigen Beispiele aus der axialen Geschwindigkeitskomponente, $D_e A = 1{,}56$ m, welche dem Leitrade bei unendlich dünnen Schaufeln entspricht. Man erhält daher die Größe

Digitized by Google

der ganzen Ringfläche zwischen den Kränzen unmittelbar am Spalt zu

$$\frac{Q}{1{,}56} = \frac{0{,}75}{1{,}56} = 0{,}4808 \text{ qm.}$$

Setzt man auch hier wieder ein Verhältniſs der Halbmesser an der Eintrittsstelle von $\frac{r_i}{r_a} = \frac{3}{4}$ voraus, so erhält man den äußeren Halbmesser durch

$$\frac{7}{16}\,\pi\, r_a^2 = 0{,}4808$$

zu $r_a = 0{,}592$ m und $r_i = \frac{3}{4}\, r_a = 0{,}444$ m. Der mittlere Halbmesser folgt daher zu 0,518 m, und da für diesen mittleren Halbmesser die Geschwindigkeit zu 3,25 m gefunden wurde, so hat man das Rad pro Minute mit

$$\frac{60 \,.\, 3{,}25}{2 \,.\, \pi \,.\, 0{,}518} = 60 \text{ Umdrehungen}$$

umgehen zu lassen.

Bewirkt man die Erweiterung des Rades nach der Austrittsseite von der Mitte aus gleichmäßig nach außen und innen, so hat man die radiale Zwischenweite am Austrittsquerschnitte gleich der anderthalbfachen Weite am Eintrittsumfange, also gleich $1{,}5 \,.\, (0{,}592 - 0{,}444) = 0{,}222$ m zu machen, so daſs daselbst der innere Halbmesser $r_i = 0{,}518 - 0{,}111 = 0{,}407$ m und der äußere $r_a = 0{,}518 + 0{,}110 = 0{,}629$ m wird. Die von dem Rade dem Vorstehenden gemäß zu erwartende thatsächliche Leistung berechnet sich zu

$$0{,}774\, \frac{0{,}75 \,.\, 1000 \,.\, 2{,}4}{75} = 18{,}6 \text{ Pferdekraft.}$$

3. **Aeußere Radialturbine (Francis).** Für eine Wassermenge von 0,8 cbm und ein Gefälle $h = 2$ m soll eine von außen beaufschlagte Radialturbine entworfen werden, welche das Wasser mit einer radialen Geschwindigkeit von

Digitized by Google

$c_{na} = 1{,}6$ m. entläfst und für welche mit Rücksicht auf einen thunlichst geringen Spaltverlust die Reaktionshöhe nicht über 0,2 m betragen soll.

Nimmt man ein Verhältnifs der Radhalbmesser von $\frac{r_e}{r_a} = \frac{4}{3}$ an, so ist die radiale Eintrittsgeschwindigkeit unter Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln gleich $\frac{3}{4} \cdot 1{,}6 = 1{,}2$ m zu setzen. Diese Größe ist in Taf. 3 als $c_{ne} = D_e A$ angetragen, ebenso wie $c_{na} = 1{,}6$ m durch $D_a A$ dargestellt ist. Setzt man vorläufig voraus, dafs durch die Nebenhindernisse in dem Zuführungsrohre, dem Leit- und Laufrade zusammen ein Gefälle von $h_x = 0{,}3$ m verloren geht, so verbleibt zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit eine Höhe von

$$h_{ce} = h - h_\rho - h_x = 2 - 0{,}2 - 0{,}3 = 1{,}5 \text{ m},$$

welcher die Geschwindigkeit $c_e = \sqrt{2\,g \cdot 1{,}5} = 5{,}42$ m zugehört. Diese Geschwindigkeit ist als AB zwischen A und die Horizontale durch D_e eingetragen, wodurch der Winkel für das Ende der Leitschaufeln zu $\alpha = BA\,A_{le} = 12^0\,50'$ bestimmt ist. Um auch den Winkel β oder die Richtung CA des ersten Radschaufelelements zu ermitteln, ist nur zu bedenken, dafs die vorgeschriebene Reaktionsdruckhöhe $h_\rho = 0{,}2$ m genügen mufs, um die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$ in diejenige Geschwindigkeit $w_e = E_0 A$ zu verwandeln, welche sich ergiebt, wenn die äußere Radgeschwindigkeit $v_e = BC$ als $D_a E_0$ angetragen wird. Man hat daher

$$C D_e^2 + c_{ne}^2 + c_\rho^2 = v_e^2 + c_{na}^2$$

oder

$$c_\rho^2 - (c_{na}^2 - c_{ne}^2) = v_e^2 - C D_e^2 = BC^2 - C D_e^2.$$

Nun ist die linke Seite leicht konstruirt, wenn man in den über $D_a A = c_{na}$ gezeichneten Halbkreis $D_e A = c_{ne}$ als Sehne $A\mathfrak{D}$ einträgt und die andere Kathete $D_a \mathfrak{D}$ wiederum als Sehne $H\mathfrak{H}$ in den Halbkreis trägt, der über $D_e H = c_\rho$

Digitized by Google

$= \sqrt{2g \cdot 0{,}2} = 1{,}98$ m als Durchmesser beschrieben ist. Offenbar ist dann

$$\Sigma D_e^2 = H_1 D_e^2 = c_\rho^2 - (c_{na}^2 - c_{ne}^2)$$

und man findet daher den gesuchten Punkt C auf der Horizontallinie $D_e B$ in dem Mittelpunkte des durch B und H_1 gehenden Kreises, da für diesen Kreis offenbar

$$H_1 D_e^2 = (BC + CD_e)(BC - CD_e) = BC^2 - CD_e^2,$$

also $BC = v_e$ ist. Die äußere Radgeschwindigkeit folgt aus der Figur zu $v_e = 2{,}91$ m, so daſs die innere Radgeschwindigkeit zu $v_a = \frac{3}{4} v_e = 2{,}18$ m sich ergiebt. Trägt man diese Strecke von D_a aus horizontal als $D_a E$ an, so erhält man in EAA_{ra} den Neigungswinkel $\delta = 36^\circ 20'$ des letzten Radschaufelstückes gegen den Umfang, während der Winkel des Schaufelanfangs mit dem Umfange zu $\beta = CAA_{le} = 26^\circ 45'$ folgt.

Um noch die Zulässigkeit der gemachten Voraussetzung $h_z = 0{,}3$ m zu prüfen, sei für den Leitapparat im Innern ein Verhältniſs $\frac{d_{la}}{t_{la}} = \frac{1}{20}$ und für das Rad am Eintrittsumfange ein Verhältniſs $\frac{d_{re}}{t_{re}} = \frac{1}{16}$ angenommen. Alsdann ist für den inneren Umfang des Rades $\frac{d_{ra}}{t_{ra}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1}{16} = \frac{1}{12}$ zu setzen, während dieses Verhältniſs für die Anfänge der Leitschaufeln $\frac{d_{le}}{t_{le}} = \frac{4}{5} \cdot \frac{1}{20} = \frac{1}{25}$ anzunehmen ist, wenn die Halbmesser des Leitrades innen und außen sich wie 4 : 5 verhalten. Diesen Verhältnissen entsprechend sind die Punkte A_{le} A_{la} A_{re} und A_{ra} gewählt und mit Hülfe der mit der Schaufeldicke d beschriebenen Halbkreise die durch diese Dicke veranlaſsten plötzlichen Geschwindigkeitsveränderungen bestimmt. Diese Aenderungen, deren Ermittelung mit Hülfe der punktirt gezeichneten Linien aus der Figur ersichtlich ist, ergeben sich

Digitized by Google

durch $D_2 D_0 = c_{z_1} = 0{,}07$ m beim Eintritte des Wassers in das Leitrad, für welches der Annahme gemäß $D_0 A$ gleich $\frac{4}{5} c_{n\varepsilon}$ zu setzen ist, ferner zu $B_1 B = c_{z_2} = 1{,}48$ m, zu $C_1 C = c_{z_3} = 0{,}48$ m und $E_1 E = c_{z_4} = 0{,}45$ m. Setzt man diese Geschwindigkeiten durch das Verlustpolypon $B B_1 Z_1 Z_2 Z_3 Z$ unter sich und mit den Reibungsverlusten $c_{\zeta l} = 0{,}38 \frac{D_2 A + B_1 A}{2} = 1{,}38$ m und $c_{\zeta r} = 0{,}38 \frac{C_1 A + E_1 A}{2} = 1{,}08$ m zusammen, so erhält man die resultirende Verlustgeschwindigkeit in $ZB = c_z = 2{,}30$ m, entsprechend einer Gefällhöhe $h_z = 0{,}051 \cdot 2{,}30^2 = 0{,}27$ m. Die Widerstandshöhe ist daher um $0{,}30 - 0{,}27 = 0{,}03$ m zu groß angenommen. Diese Differenz ist gering genug, um sie vernachlässigen zu können. Wollte man indessen doch eine dementsprechende Berichtigung der Resultate vornehmen, so könnte dies einfach wie folgt geschehen. Die gefundenen Zahlenwerthe sind nach der vorstehenden Untersuchung als richtig anzusehen für eine Turbine, deren Gefälle nicht 2 m, sondern nur 1,97 m betragen würde. Um daher die Werthe für 2 m Gefälle zu erhalten, hätte man alle Geschwindigkeiten in dem Verhältnisse $\sqrt{\frac{2}{1{,}97}} = 1{,}0075$, d. h. also um etwa $^3/_4\,\%$ zu vergrößern. Diese Korrektur soll hier nicht vorgenommen werden, da die Unsicherheit, welche in den Reibungskoefficienten enthalten ist, an sich schon größer ist, als die obige Abweichung.

Um die Größe des Rades zu bestimmen, hat man wieder die ganze Eintrittsfläche des Rades zwischen den beiden Radkränzen (inkl. der Schaufeldicken) zu $\frac{Q}{c_{n\varepsilon}} = \frac{0{,}8}{1{,}2} = 0{,}667$ qm. Giebt man daher dem Rade eine lichte Zwischenweite von 0,15 m, so erhält man den äußeren Radumfang zu $\frac{0{,}667}{0{,}15} = 4{,}44$ m, wozu ein Halbmesser von 0,708 m gehört. Der innere Halbmesser ist dann $\frac{3}{4} \cdot 0{,}708 = 0{,}531$ m, während die

Digitized by Google

Anfänge der Leitschaufeln in einem Kreise vom Halbmesser $\frac{5}{4} \cdot 0{,}708 = 0{,}885$ m gelegen sind. Die Umdrehungszahl des Rades folgt zu

$$n = \frac{60 \cdot 2{,}91}{4{,}444} = 39{,}8 \text{ pro Minute.}$$

Das nutzbar gemachte Gefälle bestimmt sich unter Zugrundelegung des ermittelten Werthes von $h_z = 0{,}27$ m und da $\frac{c_n a^2}{2g} = 0{,}051 \cdot 1{,}6^2 = 0{,}13$ m ist, zu $h_n = 2 - 0{,}27 - 0{,}13 = 1{,}6$ m, so dafs der hydraulische Wirkungsgrad zu $\eta_h = \frac{1{,}6}{2} = 0{,}80$ sich berechnet, und man mit Rücksicht auf die Zapfenreibung und den Spaltverlust einen effektiven Wirkungsgrad von $\eta = 0{,}75$ annehmen darf. Die von dem Rade zu erwartende Leistung ermittelt sich demgemäß zu

$$0{,}75 \frac{0{,}8 \cdot 1000 \cdot 2}{75} = 16 \text{ Pferdekraft.}$$

4. Innere Radialturbine (Fourneyron). Es sei die Aufgabe gestellt, für eine Aufschlagmenge von 0,6 cbm und ein Gefälle von 4 m eine Fourneyron'sche Turbine so anzuordnen, dafs dieselbe gänzlich ohne Reaktion wirkt, um sie auch für geringere Wasserzuflüsse bei partieller Beaufschlagung vortheilhaft benutzen zu können. Zur Bestimmung der Konstruktion möge außer der Bedingung $h_\rho = 0$ als zweites Bestimmungsstück etwa der Winkel $\alpha = 24^0$ vorgeschrieben werden, unter welchem das aus dem Leitapparate strömende Wasser gegen den Radumfang tritt.

Da hierbei die ganze Gefällhöhe h zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit c_e und zur Ueberwindung der Widerstände im Leitapparate verwendet wird, so handelt es sich zunächst darum, das gegenseitige Verhältnifs der beiden Theile des Gefälles zu ermitteln, welche zu diesen beiden Zwecken verwendet werden. Dies kann in ähnlicher Weise geschehen,

Digitized by Google

wie in dem Beispiele 2, indem zunächst auf Taf. 4 eine ganz beliebige Strecke $\mathfrak{B}A$ unter dem Winkel $\alpha = 24^0$ gegen die Horizontale durch A angetragen und dieselbe als die Eintrittsgeschwindigkeit gedacht wird. Seien nun die Halbmesser des Rades in dem Verhältnisse $\frac{r_e}{r_a} = \frac{3}{4}$ angenommen, so hat man, wenn für den Eintrittsumfang das Verhältnifs der Schaufeldicke zur Schaufeltheilung $\frac{d_{re}}{t_{re}} = \frac{1}{15}$ angenommen wird, dieses Verhältnifs für den Austrittsumfang zu $\frac{d_{ra}}{t_{ra}} = \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{15} = \frac{1}{20}$ zu setzen. Wenn ferner für das Leitrad außen das Verhältnifs $\frac{d_{la}}{t_{la}} = \frac{1}{18}$ gewählt wird, und der innere Halbmesser des Leitapparates wird gleich $^2/_3$ des äußeren angenommen, so ist ist für den inneren oder Eintrittsumfang das Verhältnifs $\frac{d_{le}}{t_{le}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{18} = \frac{1}{12}$ einzuführen. Diesen Verhältnissen entsprechend sind in der Figur die Punkte A_{re}, A_{ra}, A_{le} und A_{la} festgesetzt und die entsprechenden Halbkreise mit einem Radius gezeichnet, welcher die Schaufelstärke vorstellt. Alsdann sind in derselben Art wie auf Taf. 2 die plötzlichen Geschwindigkeitsveränderungen ermittelt, welche das Wasser beim Eintritte in das Leitrad ($L_1 L$) in Folge von dessen Schaufeln und beim Austritte aus demselben in Folge der Versperrung durch die Radschaufeln erleidet. Zu letzterem Behufe wurde zunächst wieder die noch unbekannte Anfangsrichtung der Radschaufeln in $r r_1$ angenommen und die nach § 21 konstruirte Versperrung $A r_3$ gleich $l_1 l_3$ angetragen, um mittelst der durch l_1 und l_3 gezogenen Parallelen in $\mathfrak{B}_2 \mathfrak{B}_1$ die Größe der plötzlichen Geschwindigkeitsänderung beim Eintritte des Wassers in den Spalt zu finden. Dann wurden wieder durch das Polygon $\mathfrak{B}_2 \mathfrak{B}_1 \mathfrak{Z}_1 \mathfrak{Z}_2$ diese beiden Geschwindigkeitsverluste c_{s_1} und c_{s_2} mit demjenigen $c_{\zeta l}$ zusammengesetzt, welcher durch die Reibung im Leitrade entsteht und wofür mit Rücksicht auf das 4 m lange Zufluſsrohr ein Koefficient

Digitized by Google

$\sqrt{\varphi} = 0{,}86$ angenommen wurde. Die resultirende Verlustgeschwindigkeit $\mathfrak{B}_2\mathfrak{Z}_2$ als $\mathfrak{B}_2\mathfrak{Z}$ mit $\mathfrak{B}_2 A$ zusammengesetzt, liefert nun in $\mathfrak{Z}A$ das Maß für die dem ganzen Gefälle $h = 4$ m zugehörige Geschwindigkeit $c = \sqrt{2g \,.\, 4} = 8{,}86$ m. Diese Geschwindigkeit ist daher nach dem zu Grunde gelegten Maßstabe (1 : 60) als AZ auf der Geraden $A\mathfrak{Z}$ abgetragen, so daſs nun durch die entsprechenden Parallellinien durch $\mathfrak{Z}$ und Z die Eintrittsgeschwindigkeit zu $c_e = B_2 A = 8{,}50$ m und die Verlustgeschwindigkeit des Leitapparats zu $c_{zl} = ZB_2 = 2{,}49$ m entsprechend einer Gefällhöhe $h_{zl} = 0{,}32$ m $= 0{,}08\, h$ bestimmt worden ist.

Die in der Richtung $B_2 A$ aus dem Leitrade strömende Wassermenge $Q = 0{,}6$ cbm würde bei unendlich dünnen Schaufeln die Geschwindigkeit $BA = 6{,}78$ m und die hierzu gehörige radiale Komponente $D_e A = 2{,}74$ m haben. Mit dieser radialen Geschwindigkeit müſste das Wasser auch in das Rad treten, wenn die Schaufeln unendlich dünn wären und die Radkanäle gänzlich erfüllt sein sollten. Da nun aber die radiale Eintrittsgeschwindigkeit durch $D_2 A = 3{,}46$ m dargestellt ist, so ersieht man hieraus, daſs von dem ganzen Radumfange die Wasserstrahlen nur $\frac{2{,}74}{3{,}46} = 0{,}792$ oder noch nicht $^4/_5$ einnehmen. Da die Schaufelbleche daselbst aber nur etwa 10% des ganzen Umfanges versperren, so folgt hieraus, daſs jeder Wasserstrahl von der konvexen Begrenzung etwa um $(0{,}90 - 0{,}79)\, t_{re} = 0{,}11\, t_{re}$ entfernt bleibt.

Damit am äußeren Umfange die Kanäle vollständig gefüllt sind, also das Wasser mit möglichst geringer Geschwindigkeit austritt, müſste die radiale Austrittsgeschwindigkeit bei Annahme unendlich dünner Schaufeln durch $D_a A = \frac{3}{4} D_e A = 2{,}06$ m dargestellt sein. Wegen der Schaufelstärken wird aber die radiale Austsittsgeschwindigkeit mit Hülfe der Parallelen durch r_5 und A_{ra} zu $E_0 A = 2{,}35$ m gefunden, entsprechend einem Gefälle von $0{,}051 \,.\, 2{,}35^2 = 0{,}28$ m. Um nun die

Digitized by Google

Neigungswinkel β und δ der Radschaufeln zu bestimmen, ist nur zu beachten, dafs die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = C_2 A$ gleich der Geschwindigkeit $w_o = E_1 A$ sein müfste, wenn nicht durch die Reibungswiderstände im Rade eine gewisse Arbeit aufgezehrt würde, was bei den Aktionsturbinen auf Kosten der Geschwindigkeit des Wassers geschieht. Bezeichnet man etwa mit $h_{\zeta r}$ die durch diese Reibung aufgebrauchte Gefällhöhe oder mit $c_{\zeta r} = \sqrt{2 g h_{\zeta r}}$ die zugehörige Geschwindigkeit, so gilt die Beziehung $w_e^2 - c_{\zeta r}^2 = w_o^2$ oder, da $w_o^2 = B_2 C_2^2 + E_o A^2$ und $w_e^2 = C_2 D_2^2 + D_2 A^2$ ist:

$$C_2 D_2^2 + D_2 A^2 - c_{\zeta r}^2 = B_2 C_2^2 + E_o A^2.$$

Nimmt man nun etwa $h_{\zeta r} = \frac{1}{16} h = 0{,}25$ m, also $c_{\zeta r} = 2{,}21$ m an, so kann man leicht $D_2 A^2 - c_{\zeta r}^2$ konstruiren, wenn man $c_{\zeta r} = 2{,}21$ m als Sehne $A F$ in den über $A D_2$ gezeichneten Halbkreis einträgt, dann ist $D_2 F^2 = D_2 G^2 = D_2 A^2 - c_{\zeta r}^2$. Es ergiebt sich nunmehr weiter, dafs man nur noch $E_o A$ vertikal in B_2 als $B_2 H$ anzutragen und denjenigen Punkt C_2 aufzusuchen hat, welcher von G und H gleiche Abstände hat. Auf diese Weise erhält man die Geschwindigkeit des Eintrittsumfanges $v_e = B_2 C_2 = 3{,}97$ m und den Winkel $\beta = C_2 A A_{la} = 41^0\,5'$. Macht man noch $E_o E_2 = \frac{4}{3} v_e = 5{,}30$ m, so findet man in $E_2 A A_{ra}$ die Neigung des äußersten Schaufelelementes gegen den Umfang zu $\delta = 23^0\,55'$. Da die von B_2 aus vertikal als $B_2 H$ anzutragende radiale Geschwindigkeit $E_o A$ genau erst bestimmt werden kann, wenn die Winkel β und δ festgestellt sind, so wird man wieder zunächst schätzungsweise für $E_o A$ eine Strecke anzunehmen haben, die etwas größer ist als $D_a A$ und dann durch eine probeweise Zeichnung den genaueren Werth feststellen. Es gelten in dieser Beziehung die oben hinsichtlich des Beispiels 2 gemachten Bemerkungen.

Das nutzbar gemachte Gefälle ermittelt sich nun zu

$$h - h_{sl} - h_{\zeta r} - \frac{c_{ma}^2}{2g} = 4 - 0{,}32 - 0{,}25 - 0{,}28 = 3{,}15 \text{ m},$$

Digitized by Google

so dafs der hydraulische Wirkungsgrad zu $\eta_h = \frac{3{,}15}{4} = 0{,}788$ oder der effektive unter Annahme von 5% für die Zapfenreibung etwa zu $\eta = 0{,}75$ anzunehmen ist.

Die Größe der Eintrittsfläche des Rades ergiebt sich für 0,6 cbm Wasser und eine für unendlich dünne Schaufeln und volle Erfüllung der Kanäle geltende Geschwindigkeit $D_e A = 2{,}74$ m zu $F_e = \frac{0{,}6}{2{,}74} = 0{,}2190$ qm. Setzt man eine lichte Weite des Rades zwischen den Kränzen von 0,1 m voraus, so entspricht diese Fläche einem Umfange von 2,19 m oder einem inneren Halbmesser $r_e = 0{,}349$ m, also einem äußeren Halbmesser $r_a = \frac{4}{3} r_e = 0{,}465$ m. Das Rad macht pro Minute

$$\frac{60 \cdot v_e}{2 \pi r_e} = \frac{60 \cdot 3{,}97}{2{,}19} = 109 \text{ Umdrehungen}$$

und läfst eine Nutzleistung von

$$0{,}75 \frac{0{,}6 \cdot 1000 \cdot 4}{75} = 24 \text{ Pferdekraft erwarten.}$$

5. Turbine ohne Leitschaufeln (Cadiat). Für ein Gefälle $h = 2{,}4$ m und eine Aufschlagmenge von 0,8 cbm pro Sekunde soll eine Cadiat'sche Turbine entworfen werden, welcher das Wasser mit einer radialen Geschwindigkeitskomponente von $c_{na} = 2$ m entströmt. Zur Bestimmung ist noch ein zweites Element anzugeben, als welches hier die tangentiale Komponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_a gewählt werden möge, welche Größe etwa den Werth von 3 m nicht übersteigen soll. Bezeichnet man diese Größe mit t, so gilt nach § 15 die Beziehung

$$2 g h = c^2 = c_{na}^2 + t (2 v_a + t),$$

wenn v_a die Radgeschwindigkeit am äußeren Umfange bedeutet, dessen Halbmesser $r_a = \frac{5}{4} r_e$ vorausgesetzt werden möge.

Digitized by Google

Macht man daher in Taf. 5 $D_a A = D_a \mathfrak{A} = 2$ m, und trägt die Geschwindigkeit $c = \sqrt{2\,g\,.\,2{,}4} = 6{,}87$ m als $\mathfrak{A} H$ zwischen $\mathfrak{A}$ und die Vertikallinie $A D_a$ ein, so hat man $H D_a^2 = t\,(2\,v_a + t)$. Man hat also, um v_a zu erhalten, nur nöthig, die Geschwindigkeit t als $D_a F$ anzutragen und auf der Horizontalen durch D_a den Mittelpunkt M des durch H und F gehenden Kreises zu bestimmen. Alsdann erhält man in $M D_a = v_a = 5{,}63$ m die äußere Radgeschwindigkeit. Macht man ferner $D_e A = \frac{5}{4} D_a A$ $= 2{,}5$ m und $D_e C = \frac{4}{5} M D_a = 4{,}50$ m, so erhält man die Neigung des ersten Schaufelelements gegen den Radumfang in $\beta = C A A_1 = 150^0\,55'$, während man δ in $E A A_r = 13^0\,5'$ findet, wenn man die äußere Radgeschwindigkeit $M D_a$ von F aus gleich $F E$ anträgt.

Das Wasser tritt aus dem Rade mit einer absoluten Geschwindigkeit $c_a = FA = 3{,}61$ m aus, welcher Geschwindigkeit ein Gefällverlust von 0,66 m oder $0{,}276\,h$ entspricht. Um auch die sonstigen Verluste wegen der Schaufelstärken zu bestimmen, sind unter Annahme eines Verhältnisses $\frac{d_{re}}{t_{re}} = \frac{1}{20}$ und $\frac{d_{ra}}{t_{ra}} = \frac{1}{25}$ mit Hülfe der punktirten Parallellinien in bekannter Art die Größen $C C_1 = c_{s_1} = 0{,}55$ m und $E E_1 = c_{s_2}$ $= 1{,}73$ m ermittelt, und darauf ist der Geschwindigkeitsverlust durch die Reibung in den Radzellen, für welche wegen der wenig gekrümmten Form derselben ein Koefficient $\sqrt{\varphi} = 0{,}25$ angenommen wurde, zu $c_{\zeta l} = 2{,}05$ m bestimmt. Alle Verluste werden durch das Polygon $A F Z_1 Z_2 Z$ zu einer resultirenden Geschwindigkeit $c_z = ZA = 4{,}53$ m zusammengesetzt, entsprechend einem verloren gehenden Gefälle von 1,04 m. Daher ist der hydraulische Wirkungsgrad nur $\eta_h = \frac{2{,}4 - 1{,}04}{2{,}4} = 0{,}567$, welcher Werth mit Rücksicht auf die Zapfenreibung, den Spaltverlust u. s. w. noch bedeutend kleiner, vielleicht nur gleich 0,5 ausfallen wird. Der größte Theil des Verlustes,

Digitized by Google

27,6%, rührt, wie sich aus den obigen Zahlen ergiebt, von der großen Geschwindigkeit c_a des austretenden Wassers her, welche außer der zur Herausführung nur erforderlichen radialen Komponente $c_{ra} = 2$ m auch noch die tangentiale Geschwindigkeit $t = 3$ m enthält. Wollte man diese Geschwindigkeit $D_a F$ kleiner wählen, so würde der Mittelpunkt M, welcher die Radgeschwindigkeit bestimmt, sich schnell von D_a entfernen, d. h. das Rad müfste eine sehr große Geschwindigkeit erhalten. Dadurch würden aber nicht nur die Zapfenreibungen bedeutend größer ausfallen, sondern auch die Reibungswiderstände des Wassers in den Radzellen, da, wie die Figur ohne Weiteres erkennen läfst, mit einer Vergrößerung der Radgeschwindigkeiten auch die relativen Geschwindigkeiten $C_1 A$ und $E_1 A$ zunehmen. Deshalb wird man bei diesen Turbinen veranlafst sein, dem Wasser eine nicht unerhebliche tangentiale Komponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit zu belassen, da gar schnell die Grenze erreicht ist, wo die mit der vergrößerten Radgeschwindigkeit verbundenen Verluste den Gewinn überragen, welcher durch eine Verkleinerung der Austrittsgeschwindigkeit erzielbar ist. Die Figur läfst auch erkennen, dafs ein vollständiges Verschwindenlassen der tangentialen Komponente $F D_a$ eine unendlich große Radgeschwindigkeit erfordern würde.

Die hydraulische Druckhöhe im Spalt, von welcher wesentlich der Wasserverlust durch denselben abhängt, bestimmt sich einfach zu

$$h - \frac{c_{re}^2}{2g} = 2{,}4 - 0{,}051\ 2{,}5^2 = 2{,}08 \text{ m}.$$

Die ringförmige Eintrittsfläche des Rades findet man wieder, wenn man die Wassermenge $Q = 0{,}8$ cbm durch die Geschwindigkeit $D_e A = 2{,}5$ m dividirt, zu $F_e = \frac{0{,}8}{2{,}5} = 0{,}32$ qm, welche Fläche bei einer lichten Radhöhe von 0,1 m einem inneren Umfange von 3,2 m oder einem Halbmesser daselbst

Digitized by Google

von $r_e = 0{,}509$ m entspricht. Der äußere Halbmesser ist daher $r_a = \frac{5}{4} \cdot 0{,}509 = 0{,}636$ m, und die Umdrehungszahl findet sich zu:

$$n = \frac{60 \cdot 4{,}5}{3{,}2} = 84{,}4 \text{ pro Minute.}$$

Die von dem Rade zu erwartende Leistung beträgt bei einem Werthe $\eta = 0{,}50$:

$$N = 0{,}5 \frac{0{,}8 \cdot 2{,}4 \cdot 1000}{75} = 12{,}8 \text{ Pferdekraft.}$$

Man führt solche Turbinen heute nicht mehr aus, da die mit dem Wegfall des Leitapparats verbundene Vereinfachung durch eine geringe Wirkungsfähigkeit erkauft werden muſs. Auch in Fällen, wo es auf ökonomische Wirkung nicht wesentlich ankommt, wird man lieber schottische Turbinen anwenden.

6. Schottische Turbine (Taf. 6). Es möge noch eine schottische Turbine betrachtet werden, welche für 12 m Gefälle ein Wasserquantum von 0,15 cbm unter der Bedingung nutzbar machen soll, daſs die äußere Umfangsgeschwindigkeit den Betrag von 12 m nicht übersteigt.

Es soll für die Turbine ein Halbmesserverhältniſs $\frac{r_e}{r_a} = \frac{1}{3}$ und ein Verhältniſs der nach dem Umfange gemessenen Ein- und Austrittsöffnungen $\frac{F_e}{F_a} = \frac{3}{2}$ vorausgesetzt und etwa eine radiale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad von $c_{ne} = 2$ m angenommen werden; alsdann ist die normale Komponente der Austrittsgeschwindigkeit $c_{na} = \frac{3}{2} c_{ne} = 3$ m. Setzt man voraus, daſs durch die Widerstände in dem Einfallrohre ein Gefälle von 0,3 m aufgezehrt wird, so bleibt als disponible Gefällhöhe die Größe von 11,7 m, welcher eine Geschwindigkeit $c = 15{,}15$ m entspricht.

Digitized by Google

Macht man daher wieder $D_a A = D_a \mathfrak{A} = c_{na} = 3$ m und trägt von $\mathfrak{A}$ aus die Länge $c = 15{,}15$ m als $\mathfrak{A} H$ ein, setzt ferner die äußere Radgeschwindigkeit $v_a = 12$ als $D_a M$ ab, so hat man um M einen durch H gehenden Kreis zu beschreiben, der in F die Strecke $D_a F = t = 7{,}15$ m abschneidet, welche die tangentiale Komponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit vorstellt. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit erhält man in $FA = c_a = 7{,}75$ m entsprechend einer Gefällhöhe von $0{,}051 \cdot 7{,}75^2 = 3{,}07$ m $= 0{,}256\, h$. Trägt man von F aus die äußere Radgeschwindigkeit 12 m gleich FE an, so erhält man die Neigung des letzten Elements der Radkanäle gegen den Umfang in $EAA_2 = \delta = 8^0\,55'$, während die Neigung, unter welcher die Kanäle sich an das Eintrittsrohr anschließen müssen, durch $\beta = BAA_1 = 153^0\,25'$ gefunden wird, wenn man $D_e B = v_e = \frac{1}{3} v_a = 4$ m macht.

Nimmt man wegen der größeren Länge der Radkanäle für den Geschwindigkeitsverlust durch Reibung einen Koefficienten $\sqrt{\varphi} = 0{,}33$, so erhält man $c_{\zeta r} = 4$ m, und setzt man diese Geschwindigkeit als FZ mit $c_a = FA$ zusammen, so ergiebt sich die Verlustgeschwindigkeit $c_z = AZ = 8{,}72$ m, entsprechend einer Gefällhöhe $h_z = 3{,}88$ m. Der hydraulische Wirkungsgrad ergiebt sich daher zu

$$h_\eta = \frac{12 - 0{,}3 - 3{,}88}{12} = 0{,}652,$$

so daſs man mit Rücksicht auf den erheblichen Spaltverlust kaum einen effektiven Wirkungsgrad von $\eta = 0{,}60$ erwarten darf.

Die Größe der inneren Radöffnung folgt wieder zu $F_e = \frac{0{,}15}{2} = 0{,}075$ qm, was bei einer Höhe von 0,080 m einem inneren Umfange von 0,938 m oder einem Halbmesser $r_e = 0{,}150$ m entspricht. Der äußere Halbmesser folgt daher zu 0,45 m und die Umdrehungszahl zu

$$n = \frac{60 \cdot 12}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}45} = 255.$$

Digitized by Google

Giebt man dem Rade drei Kanäle von überall gleicher axialer Höhe, so erhält jeder derselben außen eine im Umfange gemessene Oeffnung von $\frac{1}{3} \cdot \frac{2}{3} \cdot 0{,}988 = 0{,}208$ m, welche bei dem Neigungswinkel $\delta = 8^0\,55'$ einer normalen Kanalweite an der Mündung $0{,}208 \sin \delta = 0{,}032$ m entspricht. Die zu erwartende Leistung beträgt bei einem Wirkungsgrade von 0,60:

$$N = 0{,}60 \frac{0{,}15 \cdot 1000 \cdot 12}{75} = 14{,}4 \text{ Pferdekraft.}$$

§ 27.

Kreiselpumpen.

Centrifugal- oder Kreiselpumpen nennt man bekanntlich diejenigen Räder, welche, durch eine äußere Triebkraft in schnelle Umdrehung versetzt, das ihren Schaufeln sich darbietende Wasser auf eine gewisse von der Geschwindigkeit der Umdrehung abhängige Höhe befördern. Diese Räder sind daher ihrer Wirkungsweise nach als umgekehrte oder reciproke Turbinen zu betrachten. Während bei den letzteren das Wasser vermöge der vorhandenen Gefällhöhe eine gewisse Eintrittsgeschwindigkeit erlangt, verläfst das Wasser bei den Centrifugalpumpen das Rad mit einer gewissen Geschwindigkeit, in Folge deren es sich auf eine bestimmte Höhe zu erheben vermag. Während ferner bei der Turbine die lebendige Kraft des Wassers in Form von mechanischer Arbeit an das Rad übertragen wird, so dient die auf die Kreiselpumpe ausgeübte mechanische Arbeit dazu, dem Wasser Geschwindigkeit oder lebendige Kraft zu ertheilen. Auch dem Unterschiede zwischen Aktions- und Reaktionswirkung bei den Turbinen entspricht ein analoges Verhalten der Kreiselpumpen. Denn bei diesen geschieht die Erhebung des Wassers auf die zu überwindende Förderhöhe durch die vereinte Wirkung der Geschwindigkeit des austretenden Wassers und der demselben beim Austritte innewohnenden hydraulischen

Digitized by Google

Pressung, ebenso wie die ganze Gefällhöhe einer Turbine sich in die beiden Theile zerlegt, von denen der eine die Eintrittsgeschwindigkeit erzeugt und der andere in Form von Pressung dem Wasser verbleibt. Dieser Gegensatz zwischen der Wirkung durch die Geschwindigkeit und derjenigen durch Pressung wird in der Regel bei den Kreiselpumpen nicht besonders hervorgehoben, wenn er auch natürlich in den analytischen Formeln der Rechnung entsprechend zum Ausdrucke kommt; die folgende Untersuchung wird aber zeigen, dafs gerade dieser Unterschied zwischen der Wirkung durch Geschwindigkeit und durch Pressung für die Beurtheilung der Kreiselpumpen von ebenso hervorragender Bedeutung ist, wie derjenige zwischen Aktion und Reaktion für die Turbinen.

Es soll im Folgenden immer die meist gebräuchliche Konstruktion der Kreiselpumpen mit einer horizontalen Axe vorausgesetzt werden, deren Schaufelrade R, Fig. 57, das Wasser in geeigneter Art von innen zugeführt wird, während das am äußeren Umfange des Rades zum Austritt gelangende Wasser von einem Gehäuse K aufgenommen wird, von welchem aus es in dem Steigrohre S auf die betreffende Höhe emportritt. Meistens ist zur Zuführung des Wassers noch die Ueberwindung einer bestimmten Saughöhe h_u erforderlich, welche natürlich noch um eine hinreichende Größe unter der Wasserbarometerhöhe $b = 10{,}34$ m verbleiben mufs.

Das in die mittlere Oeffnung U eintretende Wasser vertheilt sich gleichmäßig nach allen Seiten hin, ähnlich wie in dem Zuführungsapparate einer Cadiat'schen Turbine, und man mufs annehmen, dafs es dem inneren Umfange des Rades R mit einer radial nach außen gerichteten Geschwindigkeit zutritt, welche etwa durch $FE = c_e$ dargestellt sein mag. Damit das Wasser möglichst ohne Stoß in das Rad gelange, ist es, gleichfalls wie bei Cadiat'schen Turbinen, nöthig, das erste Schaufelelement E in die Richtung der Diagonale GE des Parallelogramms $GHEF$ zu stellen, dessen Seiten durch $FE = c_e$ und die Geschwindigkeit $v_e = EH$ des Eintrittsumfanges dargestellt sind. Wenn nun das Wasser auf der

Digitized by Google

Schaufel EA sich nach außen bewegt, wobei der Axenabstand von dem Halbmesser $OE = r_e$ auf denjenigen $OA = r_a$ vergrößert wird, so muſs nach § 12 in Folge dieser Vergrößerung die der relativen Geschwindigkeit des Wassers zugehörige lebendige Kraft für jedes Kilogramm um den Betrag $\frac{r_a^2 - r_e^2}{2g}\omega^2 = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ zunehmen. Da hierauf ausschlieſs-

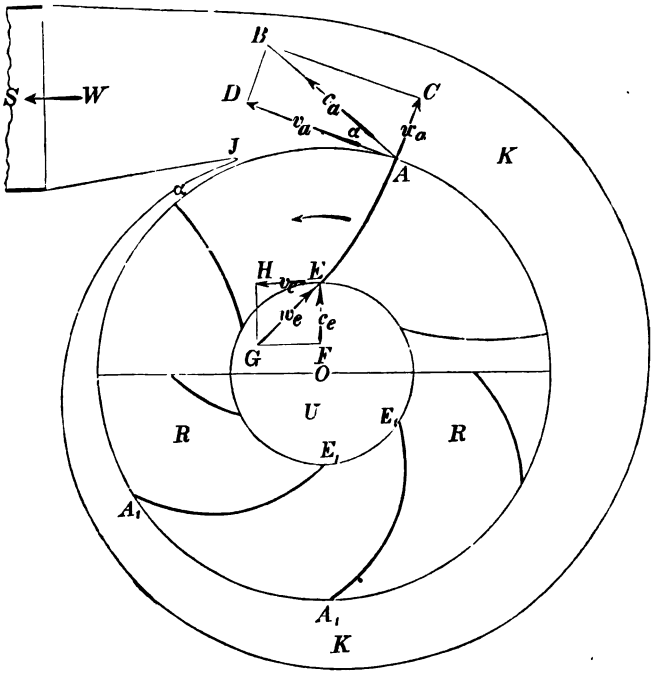


Fig. 57.

lich die Wirkung der Kreiselpumpen beruht, so wird man bei denselben immer den Wassereintritt innen und den Austritt außen erfolgen lassen und niemals die umgekehrte Anordnung treffen. Auch wenn man, wie zuweilen geschieht, die Axe der Kreiselpumpe vertikal aufstellt, wird doch stets der Eintrittshalbmesser kleiner als derjenige

Digitized by Google

des Austrittsumfanges sein müssen, weil nur auf der so zu erreichenden Centrifugalbeschleunigung die Wirksamkeit der Kreiselpumpen beruht, welche letzteren aus diesem Grunde auch den Namen Centrifugalpumpen führen.

Ist das Wasser unter dem Einflusse der aus der Umdrehung des Rades entspringenden Centrifugalbeschleunigung durch das Rad gegangen, so wird es am Umfange desselben bei A mit einer relativen Geschwindigkeit in der Richtung des äußeren Radschaufelelementes austreten, welche in der Figur durch $AC = w_a$ dargestellt sein mag. Die absolute Geschwindigkeit des Wassers im Raume setzt sich dann aus dieser Geschwindigkeit w_a, welche das Wasser im Rade, und derjenigen $v_a = AD$, welche es mit dem Rade hat, zusammen, dieselbe ist daher durch die Diagonale $AB = c_a$ des betreffenden Parallelogramms dargestellt. Unter dem Winkel $\alpha = BAD$ dieser absoluten Austrittsgeschwindigkeit gegen den Radumfang hat man nun bei J auch das Gehäuse K, sowie die zuweilen in das feste Gehäuse eingesetzten Leitschaufeln gegen den Radumfang zu neigen, und Gehäuse und Leitschaufeln so zu formen, daſs das aus dem Rade austretende Wasser möglichst allmählich in die Richtung der Ausflußmündung W übergeführt wird.

Stellt man sich nun etwa vor, daſs in einem gewissen Augenblicke alle Geschwindigkeiten, sowohl die des Wassers wie die des Rades, die entgegengesetzten Richtungen annehmen würden, so erkennt man sogleich, daſs die Kreiselpumpe in eine richtig arbeitende äußere Radialturbine übergeht, welcher das Wasser ohne Stoß mit der Geschwindigkeit BA zugeführt wird, und aus welcher es in normaler Richtung mit der Geschwindigkeit EF am inneren Umfange austritt. Die Förderhöhe h, auf welche das Wasser durch die Pumpe gehoben wurde, stellt nunmehr die Gefällhöhe vor, welche zum Betrieb der Turbine verwendet wird. Man kann daher die Kreiselpumpe als eine Umkehrung der äußeren Radialturbine ansehen, und es folgt daraus ohne Weiteres, daſs auch alle für die letztere oben angeführten Bemerkungen

Digitized by Google

direkt für die Kreiselpumpen Gültigkeit haben müssen, insbesondere wird das Diagramm der äußeren Radialturbinen auch direkt für die Kreiselpumpen anwendbar sein. Eine Abweichung von diesem entgegengesetzten Verhalten der beiden Räder wird nur hinsichtlich der schädlichen Widerstände der Reibung etc. zu bemerken sein, indem diese Hindernisse in beiden Fällen der stattfindenden Bewegung entgegenwirken, und daher bei der Pumpe ebenso die ohne diese Widerstände mögliche ideale Förderhöhe um eine gewisse Größe h_z verringern, wie bei der Turbine das nutzbare Gefälle h_n um diese Größe h_z kleiner ausfällt als das vorhandene ganze Gefälle h.

In Betreff der Schaufelform für Kreiselpumpen ist zu bemerken, dafs die in der Figur mit EA bezeichnete Schaufel am äußeren Umfange radial gerichtet ist und ihre hohle Fläche nach der Richtung der Bewegung gekehrt ist. Solche Schaufeln, wie sie insbesondere und wohl zuerst von Rittinger bei dessen Pumpen und Flügelgebläsen angewendet wurden, sind jedoch in der Wirklichkeit seltener vorkommend, vielmehr giebt man den Schaufeln der Centrifugalpumpen in der Regel eine mehr oder minder zurückgekrümmte Form nach Art der mit $E_1 A_1$ bezeichneten. Ob diese jetzt fast allgemein übliche Form, welche auch in verschiedenen Theorien empfohlen wird, eine zweckmäßige zu nennen ist, wird sich leicht entscheiden lassen, wenn nunmehr auch für Kreiselpumpen das Diagramm in derselben Weise gezeichnet wird, wie es in § 14 für äußere Radialturbinen geschehen ist.

Es möge zu dem Zwecke wieder die Dicke der Schaufeln vernachlässigt und von den Nebenhindernissen der Reibung des Wassers etc. zunächst abgesehen werden. Der Halbmesser des Eintrittsumfanges innen sei r_e, sowie der äußere des Austrittsumfanges r_a, und es möge der Einfachheit wegen die Voraussetzung gemacht werden, dafs die beiden ringförmigen Radmündungen für den Eintritt und Austritt gleich groß sein sollen. Diese Bedingung, welcher in den wirklichen Ausführungen auch meistens genau oder doch annähernd genügt

Digitized by Google

wird, erfordert innen und außen die lichten axial gemessenen Weiten des Gehäuses b_e und b_a, derart, daſs $r_e b_e = r_a b_a$ ist. Unter dieser Voraussetzung ist natürlich auch die radial gerichtete Komponente c_{na} der Austrittsgeschwindigkeit c_a gleich der ebenfalls radialen Eintrittsgeschwindigkeit $c_e = FE$, und es möge ferner angenommen werden, daſs das Wasser mit derselben Geschwindigkeit c_e sich nicht nur in dem Saugrohre und dem Steigrohre bewegt, sondern mit dieser Geschwindigkeit auch nach dem Förderbassin abfließt. Diese die folgende Darstellung vereinfachenden Bedingungen sind bei den praktischen Ausführungen in der Regel wenigstens annähernd erfüllt, es wird aber nach dem Vorangegangenen leicht sein, in jedem Falle, wo dies nicht der Fall sein sollte, die hierdurch bedingten Aenderungen des Diagramms anzugeben. Dieses Diagramm ist in Fig. 58 gezeichnet, und zwar ist zunächst eine am äußeren Umfange radial endende Schaufelform wie diejenige EA der Fig. 57 vorausgesetzt.

Es bedeute wieder DA der Richtung und Größe nach die radiale Eintrittsgeschwindigkeit c_e des Wassers in das Rad, dessen Eintrittsumfang in der Richtung des Pfeils mit der Geschwindigkeit $v_e = DC$ sich umdreht. Zum stoßfreien Eintritt hat man dann dem ersten Schaufelelemente die Richtung CA zu geben, welche unter dem Winkel $CAA_1 = \beta$ gegen den Umfang geneigt ist, und es ist alsdann durch $CA = w_e$ die relative Geschwindigkeit dargestellt, mit welcher das Wasser seinen Lauf durch das Rad beginnt. Die lebendige Kraft $\frac{w_e^2}{2g} = \frac{c_e^2 + v_e^2}{2g}$ dieser relativen Geschwindigkeit wird durch die Centrifugalbeschleunigung, während das Wasser durch das Rad tritt und sein Axenabstand von r_e auf r_a sich vergrößert, nach § 12 für jedes Kilogramm um den Betrag $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ erhöht, so daſs die lebendige Kraft der relativen Bewegung des Wassers beim Austritte aus dem Rade gleich $\frac{c_e^2 + v_a^2}{2g}$, d. h. seine relative Geschwindigkeit daselbst gleich

Digitized by Google

$\sqrt{c_e^2 + v_a^2} = E_0 A$ sein würde, wenn das Wasser sich mit dieser Geschwindigkeit beim Austritte entlang der

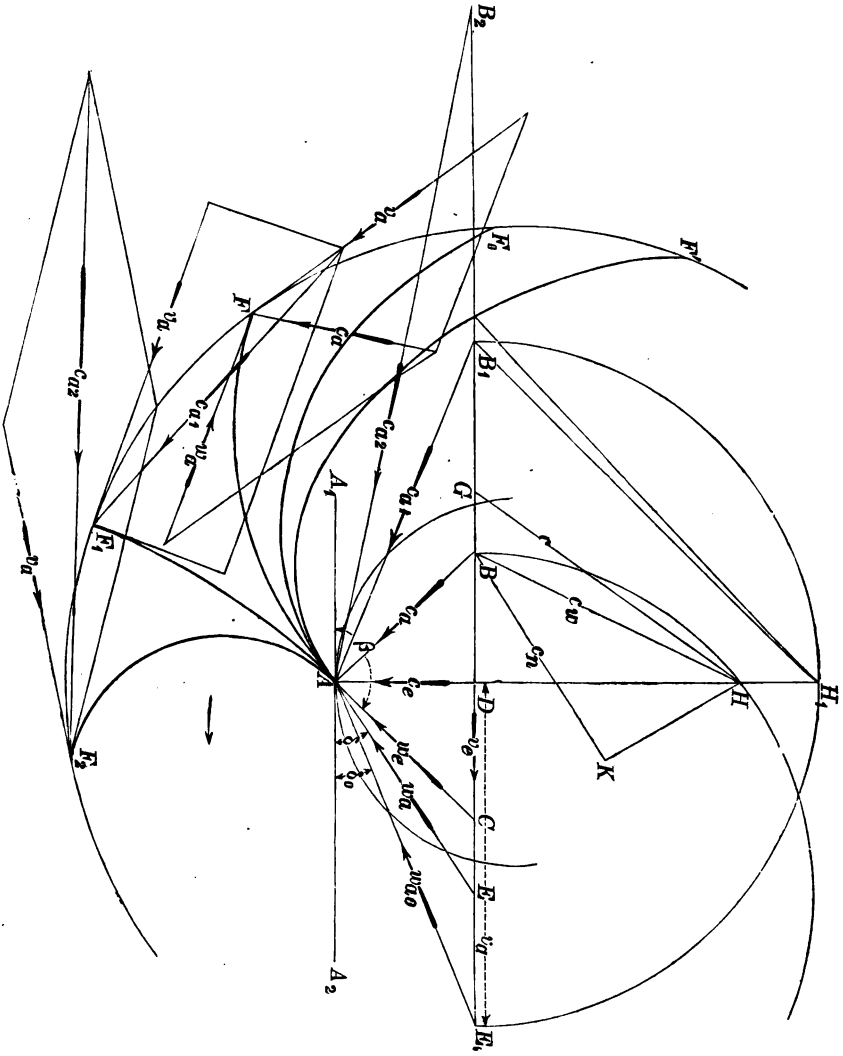


Fig. 58.

Schaufel bewegen könnte. Das letztere würde beispielsweise der Fall sein bei einer Schaufel, deren letztes Element

Digitized by Google

unter dem Winkel $E_0 A A_2 = \delta_0$ gegen den Radumfang geneigt wäre. Setzt man zunächst eine derartige Schaufel, wie sie in der Figur durch $A F_0$ angedeutet ist, voraus, so ersieht man, daſs die aus $w_{a0} = E_0 A$ und aus der Radgeschwindigkeit $v_a = D E_0$ sich zusammensetzende absolute Austrittsgeschwindigkeit in F_0 zu $c_a = c_e = DA$ folgt, also genau so groß ist, wie die Eintrittsgeschwindigkeit c_e. Es ist aber klar, daſs nicht nur die absolute Geschwindigkeit des Wassers während des Durchganges durch das Rad, sondern auch die beim Eintritte vorhandene Pressung dieselbe geblieben sein muſs, da die ganze durch die Umdrehung des Rades hervorgerufene Beschleunigung zur Vergrößerung der relativen Geschwindigkeit von CA auf $E_0 A$ verwendet worden ist. Das Wasser würde also bei einer Schaufelform wie $A F_0$ das Rad in einem Zustande verlassen, welcher in jeder Beziehung mit seinem Zustande beim Eintritte übereinstimmt, und von einer Förderung des Wassers auf eine gewisse Höhe könnte keine Rede sein. Offenbar stimmt die hier vorausgesetzte Schaufel $A F$ mit derjenigen überein, welche in § 4 als die neutrale Schaufelform bezeichnet wurde, und es ist, wie auch oben (§ 12) bereits hervorgehoben wurde, ersichtlich, daſs eine noch mehr zurückgekrümmte Schaufel, wie z. B. $A F'$, sich passiv gegen das Wasser, d. h. in dem vorliegenden Falle wie die Schaufel einer Cadiat'schen Turbine verhält, wogegen ein aktives Verhalten, wie es von der Schaufel einer Kreiselpumpe zu fordern ist, nur erreicht werden kann, wenn die Form weniger zurückgekrümmt ist, etwa wie die Schaufeln $A F_1$, $A F$ und $A F_2$ der Figur.

Es sei, um die Wirkung zu prüfen, eine Schaufel von der Form $A F$ vorausgesetzt, wie sie meistens angewendet wird, und es möge das letzte Schaufelelement F unter dem Winkel $E A A_2 = \delta$ gegen den Radumfang geneigt sein. Da wegen der vorausgesetzten Gleichheit der Radöffnungen innen und außen die radiale Komponente der Wassergeschwindigkeit an beiden Stellen den Werth DA haben muſs, so stellt offenbar $EA = w_a$ die relative Geschwindigkeit des Wassers bei F dar.

Digitized by Google

Es ist daher die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_e = CA$ des Wassers während des Durchgangs durch das Rad auf den Betrag $w_a = EA$ erhöht worden. Da nun aber nach dem Vorstehenden durch die Drehung des Rades die relative Geschwindigkeit auf die Größe $w_{ao} = E_o A$ erhoben werden könnte, so mufs von dieser Wirkung ein gewisser Arbeitsbetrag dazu verwendet worden sein, die hydraulische Pressung des Wassers zu erhöhen, und zwar erhält man die dieser Pressungserhöhung entsprechende Wassersäulenhöhe h_p ganz in derselben Weise wie vorhin bei den Turbinen die Reaktionsdruckhöhe zu

$$h_p = \frac{w_o^2 - w_a^2}{2g} = \frac{E_o A^2 - EA^2}{2g} = \frac{E_o D^2 - ED^2}{2g}.$$

Wenn man daher wie dort um E mit der Geschwindigkeit $v_a = DE_o$ einen Halbkreis BH beschreibt, so giebt die Strecke DH auf der Vertikallinie durch A das Maß für die Größe der der Pressungshöhe h_p zugehörigen Geschwindigkeit $c_p = \sqrt{2gh_p}$, was nach dem Vorangegangenen keines wiederholten Beweises bedarf. Es ist auch deutlich, dafs die Verbindungslinie $BA = c_a$ die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Rade bedeutet, da diese Strecke als die Resultirende der Radgeschwindigkeit BE und der relativen Geschwindigkeit EA erscheint.

Das aus dem Rade tretende Wasser ist demnach während seines Verweilens im Rade zwei Zustandsveränderungen unterworfen worden; es ist nämlich seine absolute Geschwindigkeit von $c_e = DA$ beim Eintritte auf $c_a = BA$ beim Austritte erhöht worden, und ihm zweitens an der Austrittsstelle ein Ueberdruck entsprechend der Höhe h_p über den Druck an der Eintrittsstelle ertheilt worden, zu welcher Ueberdruckhöhe die Strecke $HD = c_p$ die zugehörige Geschwindigkeit $c_p = \sqrt{2gh_p}$ vorstellt.

In Folge dieser vergrößerten Energie hat das austretende Wasser die Fähigkeit erlangt, eine bestimmte Arbeit zu ver-

Digitized by Google

richten, diejenige Arbeit nämlich, welche erforderlich ist, um sein eigenes Gewicht auf die Förderhöhe h zu erheben. Erwägt man, dafs der Voraussetzung nach dem in das Reservoir abfließenden Wasser die Geschwindigkeit $DA = c_e$ verbleiben soll, die dieser Geschwindigkeit entsprechende mechanische Leistung daher verloren geht, so verbleibt von der Geschwindigkeit $BA = c_a$ nur die Komponente BD als diejenige, welche in nützliche Arbeit umgewandelt werden kann. Die gesammte Wirkungsfähigkeit des austretenden Wassers ist daher durch

$$\frac{BD^2 + HD^2}{2g} = \frac{BH^2}{2g} = \frac{c_w^2}{2g}$$

dargestellt. Das Wasser würde daher, wenn keine Nebenhindernisse vorhanden wären, vermöge der beim Austritte aus dem Rade in ihm vorhandenen Geschwindigkeit und Pressung im Stande sein, sich selbst auf die zu der Geschwindigkeit $c_w = BH$ gehörige Höhe $\frac{c_w^2}{2g}$ zu erheben.

Die vorstehende Untersuchung ergiebt die vollständige Uebereinstimmung des Verhaltens der Turbinen und Kreiselpumpen, sowie ihrer Diagramme, und es ist kaum nöthig, zu bemerken, dafs auch hinsichtlich der Saughöhe der Pumpen ganz ähnliche Bemerkungen gelten, wie sie in Bezug des Sauggefälles der Turbinen oben gemacht wurden. In dem einen wie in dem anderen Falle kann man sich immer die Saugwassersäule wie ein an eine Wagschale gehängtes und die Druckwassersäule wie ein darauf gelegtes Gewicht vorstellen, so dafs beide Gewichte immer im gleichen Sinne, bei den Turbinen treibend und bei den Kreiselpumpen widerstehend zur Wirkung kommen.

Die ganze dem Wasser durch das Rad mitzutheilende Wirkungsfähigkeit bestimmt sich zu $\frac{c_a^2 + c_p^2}{2g} = \frac{BA^2 + HD^2}{2g}$, und man erhält demnach, ebenso wie bei den Turbinen, die dieser Arbeit entsprechende Geschwindigkeit $c = GH$, wenn man $DG = AB$ macht.

Digitized by Google

Bei der Bewegung des Wassers in den Röhren und durch das Gehäuse stellen sich gewisse Widerstände der Bewegung ein, zu deren Ueberwindung ein Theil der ganzen dem Wasser mitzutheilenden Energie verwendet werden muſs. Bezeichnet man die diesen Widerständen entsprechende Höhe mit h_z, so wird man daher nur auf eine nutzbare Förderhöhe rechnen dürfen, welche durch $h_n = \frac{BH^2}{2g} - h_z$ ausgedrückt ist. Man kann natürlich auch hier die dieser Widerstandshöhe h_z zugehörige Geschwindigkeit $c_z = \sqrt{2gh_z}$ in das Diagramm eintragen, wozu man über $c_w = BH$ als Hypotenuse das rechtwinkelige Dreieck BHK mit der einen Kathete $HK = c_z$ zeichnet, um in der anderen Kathete $KB = c_n$ die Nutzgeschwindigkeit, d. h. diejenige Geschwindigkeit zu erhalten, welche der thatsächlichen Förderhöhe h_n entspricht. Der hydraulische Wirkungsgrad ergiebt sich alsdann ohne Rücksicht auf die Axenreibung zu

$$\eta_h = \frac{c_n^2}{c^2} = \frac{BK^2}{GH^2}.$$

Die Größe der Widerstandshöhe h_z pflegt man bei den Kreiselpumpen in der Regel mit Rücksicht auf die an denselben gemachten Erfahrungen zu einem mit der nützlichen Förderhöhe h_n proportionalen Durchschnittswerthe anzunehmen, da eine ähnliche Bestimmung, wie sie vorstehend für Turbinen angedeutet worden ist, hier wenig Zuverlässigkeit darbieten würde. Man pflegt wohl die Höhe h_z zwischen 40 und 50% der thatsächlichen Förderhöhe h_n und die der Ausgangsgeschwindigkeit zugehörige Höhe zu etwa $0{,}03\, h_n$ zu veranschlagen. Nimmt man daher für beide Verluste zusammen $0{,}5\, h_n$ an, so hat man als die ganze der Geschwindigkeit $c = GH$ entsprechende Höhe $h = 1{,}5\, h_n$ in Rechnung zu stellen, so daſs der hydraulische Wirkungsgrad $\eta_h = \frac{1}{1{,}5} = 0{,}667$ anzunehmen wäre. Mit Rücksicht auf die Reibung der schnell rotirenden Axe in ihren Lagern stimmt hiermit die gewöhn-

Digitized by Google

liche Annahme überein, wonach der Wirkungsgrad der Kreiselpumpen zu $\eta = 0{,}60$ veranschlagt wird.

Wenn man anstatt der hier betrachteten gebräuchlichen Schaufelform AF eine solche nach der von Rittinger angegebenen Konstruktion AF_1 mit radialer Endigung anwendet und in derselben Art das Diagramm unter Beibehaltung derselben Größen für die Radgeschwindigkeit und für die Wassereintrittsgeschwindigkeit $c_e = DA$ zeichnet, so erhält man mittelst des um D mit $DE_o = v_a$ beschriebenen Halbkreises die dem Ueberdrucke h_p entsprechende Geschwindigkeit in $c_{p_1} = H_1 D$, während nunmehr $B_1 A$ die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_{a_1} ist, deren tangentiale Komponente $B_1 D$ gleiche Größe mit $c_{p_1} = H_1 D$ hat. Die wirksame Geschwindigkeit $H_1 B_1$ ist daher in diesem Falle $c_{w_1} = \sqrt{2\, v_a^2}$, entsprechend den Reaktionsturbinen, deren Radschaufeln senkrecht zur Bewegungsrichtung beginnen, und für welche das Reaktionsverhältnifs zu $^1/_2$ gefunden wurde.

Ein Blick auf die Figur lehrt, dafs $B_1 H_1$ größer ist als BH, und es folgt daraus, dafs diese Schaufelform mit radialer Endigung bei derselben Radgeschwindigkeit eine in dem Verhältnisse $\frac{B_1 H_1^2}{BH^2}$ größere Förderhöhe zu bewältigen vermag, als die zurückgekrümmte Schaufel AF. Umgekehrt mufs man hieraus schliefsen, dafs für eine bestimmte Förderhöhe h_n das Rad mit Schaufeln von der Form AF_1 entsprechend weniger Umdrehungen zu machen braucht als ein Rad mit den gewöhnlich üblichen Schaufeln von der Form wie AF. Hiermit stimmt auch die Erfahrung überein, wie aus folgenden Zahlen ersichtlich wird.

Nach dem Diagramm mufs die Geschwindigkeit $v_a = B_1 D$ der Rittinger'schen Schaufel gleich $\sqrt{\frac{1}{2} B_1 H_1^2} = \sqrt{g\, h}$ sein, unter h die in Rechnung zu stellende Höhe $h_n + h_z$ verstanden, welche oben zu etwa $1{,}5\, h_n$ angegeben wurde. Die von

Digitized by Google

Rittinger durch Rechnung ermittelte ideelle Geschwindigkeit, d. h. die ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse geltende, bestimmt sich an der unten*) angezeigten Stelle unter Beibehaltung der hier gebrauchten Bezeichnungen zu

$$v_a = \sqrt{g\,h_n} = 0{,}707\,\sqrt{2\,g\,h_n} = 0{,}707\,c_n,$$

also übereinstimmend mit der aus dem Diagramm folgenden Beziehung. Die von Rittinger angestellten Versuche ergaben, daſs die wirkliche Geschwindigkeit um etwa 25% größer anzunehmen war, daſs nämlich das Rad 255 anstatt nach der obigen Formel 207 Umdrehungen in der Minute machen muſste. Demgemäß arbeitete die Pumpe am vortheilhaftesten bei einer Geschwindigkeit

$$v_a = \frac{255}{207}\,\sqrt{g\,h_n} = 1{,}23\,\sqrt{g\,h_n} = 0{,}87\,\sqrt{2\,g\,h_n} = 0{,}87\,c_n,$$

d. h. mit 87% derjenigen Geschwindigkeit, welche zu der effektiven Förderhöhe h_n gehört.

Vergleicht man hiermit die Angaben, welche hierüber anderweitig in mehreren bekannten Theorien gemacht und in den betreffenden Handbüchern, z. B. in „des Ingenieurs Taschenbuch der Hütte“ wiedergegeben werden, so findet man für die äußere Umfangsgeschwindigkeit v_a die Werthe zwischen

$$1{,}25\,\sqrt{2\,g\,h_n} \text{ und selbst } 1{,}45\,\sqrt{2\,g\,h_n}$$

angegeben, also Geschwindigkeiten, welche unter Anwendung der Rittinger'schen Schaufeln die $\left(\frac{1{,}25}{0{,}87}\right)^2 = 2$fache bis $\left(\frac{1{,}45}{0{,}87}\right)^2 = 2{,}77$fache Förderhöhe zu bewältigen gestatten würden. Der Grund dieser erheblichen Geschwindigkeiten liegt darin, daſs sie für Räder berechnet wurden, deren Schaufeln nach der bisher gebräuchlichen Form AF der Figur beträcht-

*) Rittinger, Centrifugalventilatoren und Centrifugalpumpen. S. 260.

Digitized by Google

lich zurückgekrümmt sind, so daſs der Neigungswinkel δ des äußersten Schaufelelements gegen den Umfang oft noch unter 20° herabsinkt.*)

Wenn man bedenkt, daſs die Umlaufsgeschwindigkeit der Centrifugalpumpen immer eine beträchtliche ist, und daſs die damit zu bewältigende Förderhöhe gerade wegen dieser erheblichen Geschwindigkeit sehr schnell ihre obere Grenze erreicht, so kann die bisher fast allgemein angewandte Form der zurückgekrümmten Schaufeln nach AF als eine zweckmäßige nicht angesehen werden, und es dürfte in dieser Beziehung der Rittinger'schen Schaufelform der Vorzug einzuräumen sein. Es ist übrigens aus dem Diagramm ersichtlich, daſs man die Geschwindigkeit des Rades noch weiter ermäßigen kann, wenn man den Schaufeln eine nach vorn, d. h. nach der Bewegungsrichtung gekrümmte Gestalt, etwa nach AF_2 ertheilt. Würde man dabei das letzte Schaufelelement F_2 gegen den Umfang unter einem Winkel $B_1 A A_1 = 180° - \delta_0$ neigen, so also, daſs $B_1 D = v_a$ gemacht wird, so folgt aus dem Vorstehenden, daſs das Wasser aus dem Rade ganz ohne Ueberdruck austritt, indem in diesem Falle die Wirkung der Centrifugalkraft gerade ausreicht, um die relative Eintrittsgeschwindigkeit von der Größe $w_e = CA = \sqrt{c_e^2 + v_a^2}$ auf diejenige $w_a = B_1 A = \sqrt{c_e^2 + v_a^2}$ zu erhöhen. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers beim Austritte aus dem Rade würde in diesem Falle durch $B_2 A = c_{a_2}$ dargestellt sein, und das Wasser würde lediglich durch seine Geschwindigkeit zum Aufsteigen veranlaſst werden. Die Höhe, auf welche sich das Wasser vermöge dieser Geschwindigkeit $B_2 A$ zu erheben vermag, ergiebt sich, wenn wieder angenommen wird, daſs es beim Abflusse die Geschwindigkeit $DA = c_e$ behält, als die zu der tangentialen Komponente $B_2 D = 2\, v_a$ gehörige Geschwindigkeitshöhe $h = \frac{4\, v_a^2}{2\, g}$, so daſs man, wenn

*) s. Weisbach's Ingenieur- u. Maschinenmechanik. Th. III, Abth. 2, § 1003.

Digitized by Google

keine Nebenhindernisse vorhanden wären, die erforderliche Radgeschwindigkeit nur zu

$$v_a = 0{,}5\sqrt{2\,g\,h}$$

erhalten würde. Nimmt man aber auch hier die Widerstandshöhe $h_z = 0{,}5\,h_n$ an, so wird hiermit

$$v_a = 0{,}5\sqrt{1{,}5\,.\,2\,g\,h_n} = 0{,}62\sqrt{2\,g\,h_n}.$$

Eine Kreiselpumpe mit derartigen Schaufeln wie $A\,F_2$ entspricht offenbar einer reinen Aktionsturbine, und ebenso wie dieser letzteren nach § 10 für ein gegebenes Gefälle die möglich kleinste Umdrehungsgeschwindigkeit zukommt, verspricht eine Kreiselpumpe mit solchen Schaufeln, mit der kleinstmöglichen Geschwindigkeit eine vorgeschriebene Förderhöhe bewältigen zu können. Es werden allerdings die Reibungswiderstände des Wassers in dem Gehäuse wegen der größeren Geschwindigkeit auch beträchtlicher ausfallen, als bei den bisher üblichen zurückgekrümmten Schaufeln, dagegen ist nicht außer Acht zu lassen, dafs bei den letzteren wegen des bedeutenden Ueberdruckes, unter welchem das Wasser aus dem Rade in das Gehäuse tritt, auch ein erheblicher Verlust an Wasser auftreten mufs, welches durch den Zwischenraum zurücktritt, der rings um das Rad zwischen diesem und dem Gehäuse verbleibt. In welcher Weise diese Verhältnisse bei wirklichen Ausführungen sich geltend machen, darüber läfst sich etwas Bestimmtes nicht angeben, da die bisher ausgeführten Kreiselpumpen, so viel dem Verfasser bekannt geworden ist, noch nicht in der angegebenen Weise mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln als reine Aktionsräder ausgeführt worden sind.

In Betreff der Auswahl der Dimensionen von Kreiselpumpen ist wenig zu bemerken, da dieselben sich in der einfachsten Weise aus dem geforderten Wasserquantum und der Förderhöhe ergeben.

Soll die Pumpe in jeder Sekunde die Wassermenge Q auf die Höhe h_n heben, und nimmt man für das Wasser in den

Digitized by Google

Zu- und Ableitungsröhren die erfahrungsmäßig passende Geschwindigkeit von c_e gleich $\frac{1}{6}\sqrt{2gh}$ bis $\frac{1}{9}\sqrt{2gh}$ an, welche Geschwindigkeit etwa zwischen 1 und 3 m gewählt werden kann, so ergiebt sich der Halbmesser der Röhren zu $r = \sqrt{\frac{Q}{c_e \pi}}$. Setzt man nun etwa voraus, daſs das Wasser mit derselben Geschwindigkeit $c_e = c_l$ in radialer Richtung in das Rad eintrete und nimmt den inneren Halbmesser r_e des Rades etwa zu $1{,}2\,r$ an, so erhält man die in der Richtung der Axe zu messende lichte Weite b_e des Rades am Eintrittsumfange aus

$$2\pi \,.\, 1{,}2\, r\, b_e\, c_e = Q,$$

wobei man die sich ergebende Weite mit Rücksicht auf die Verengung durch die Schaufelstärken entsprechend etwas größer annehmen kann. Das Verhältniſs der Halbmesser des Rades pflegt man meistens zwischen 2 und 2,5 zu wählen, und hiernach folgt die äußere lichte Weite b_a in diesem Verhältnisse kleiner als b_e, wenn man die oben gemachte Voraussetzung beibehält, wonach die radiale Komponente der Austrittsgeschwindigkeit gleich der Eintrittsgeschwindigkeit c_e sein soll. Aus dem Halbmesser r_a und der dem Diagramm entnommenene Umfangsgeschwindigkeit v_a folgt dann die Umdrehungszahl pro Minute zu $n = \frac{60 \,.\, v_a}{2\pi r_a}$.

An einem Beispiele möge diese Ermittelung erläutert werden.

Beispiel. Es möge die Aufgabe gestellt sein, eine Kreiselpumpe zu entwerfen, welche in jeder Sekunde eine Wassermenge $Q = 0{,}1$ cbm auf eine Höhe $h_n = 5$ m zu fördern vermag, und es sollen die Verhältnisse sowohl für radial endigende Radschaufeln nach dem Rittinger'schen System wie auch für vorwärts und für rückwärts gekrümmte Schaufeln bestimmt werden, deren Enden gegen den Umfang unter dem Winkel $\delta = 150^0$ und $\delta = 30^0$ geneigt sind.

Digitized by Google

Die Geschwindigkeit des Wassers in der Saug- und Steigröhre sei zu 2,5 m angenommen und es werde derselbe Betrag auch für die radiale Eintrittsgeschwindigkeit c_{ne} des Wassers in das Rad sowie für die radial gerichtete Komponente c_{na} der Austrittsgeschwindigkeit aus demselben vorausgesetzt. Mit Rücksicht auf diese dem Wasser verbleibende Geschwindigkeit und auf alle in dem Gehäuse und in den Röhren auftretenden Widerstände sei eine Förderhöhe $h = 1{,}5\, h_n = 7{,}5$ m vorausgesetzt, wozu eine Geschwindigkeit $c = \sqrt{2\,g\,.\,7{,}5} = 12{,}12$ m gehört. Dementsprechend wird die aus der Geschwindigkeit und Pressung sich zusammensetzende Wirkungsfähigkeit einer Geschwindigkeit $c_w = \sqrt{c^2 - c_{na}^2} = \sqrt{12{,}12^2 - 2{,}5^2} = 11{,}86$ m oder einer Gefällhöhe von $h_w = 7{,}18$ m entsprechen müssen.

Diese Geschwindigkeit läfst sich übrigens auf Tafel 7 leicht durch die Kathete $\mathfrak{B}\,\mathfrak{D}$ des rechtwinkeligen Dreiecks finden, dessen andere Kathete $\mathfrak{D}\,\mathfrak{A} = 2{,}5$ m und dessen Hypotenuse $\mathfrak{B}\,\mathfrak{A} = 12{,}12$ m gemacht wird.

Macht man nun auf der Vertikallinie $DA = c_e = 2{,}5$ m und trägt die gefundene Geschwindigkeit $c_w = 11{,}86$ m unter einer Neigung von 45° zwischen diese Vertikale und die Horizontale durch D als die Linie $B_1\,H_1$ ein, so erhält man nach dem Vorstehenden in $B_1\,D = v_{a_1} = 8{,}39$ m die Geschwindigkeit, welche dem Kreisel am äußeren Umfänge unter der Annahme radial endigender Schaufeln gegeben werden mufs. Setzt man ferner ein Halbmesserverhältnifs von $\frac{r_e}{r_a} = \frac{1}{2}$ voraus, so hat man $C_1\,D = \frac{1}{2}\,B_1\,D = 4{,}195 = v_{e_1}$ zu machen, um in $C_1\,A\,A_2$ den Winkel $\beta_1 = 30°\,50'$ zu erhalten, unter welchem die Schaufelanfänge gegen den inneren Umfang zu neigen sind, wenn der Eintritt ohne Stoß erfolgen soll.

Das Verhältnifs der Pressung des austretenden Wassers zu der durch Geschwindigkeit erzeugten Energie ist in diesem Falle durch $\varepsilon_1 = 0{,}5$ gegeben.

Digitized by Google

Das durch die Pumpe zu fördernde Wasserquantum von 0,1 cbm erfordert bei einer Zufluſsgeschwindigkeit von 2,5 m einen Querschnitt der Röhren von $\frac{0,1}{2,5} = 0,04$ qm, wozu ein Halbmesser $r = 0,113$ m gehört. Nimmt man den Halbmesser des Eintrittsumfangs etwa zu $r_e = 0,12$ m, also den äußeren Halbmesser zu 0,24 m an, so ergiebt sich die Umdrehungszahl pro Minute durch $n_1 = \frac{60 \,.\, 8,39}{2\,\pi \,.\, 0,24} = 334.$

Um auch für Schaufeln, deren letztes Element die Richtung EA oder $E_2 A$ hat, die Geschwindigkeit zu bestimmen, hat man nur nöthig, diejenigen um E und E_2 beschriebenen Kreise zu zeichnen, deren zwischen DB und DH enthaltene Sehne BH und $B_2 H_2$ gleich $c_w = 11,86$ m ist, was leicht durch ein probirendes Verfahren zu erreichen ist.

Diese Konstruktion ergiebt für das Rad A mit zurückgekrümmten Schaufeln die äußere Radgeschwindigkeit $v_a = BE = 10,80$ m und den Neigungswinkel des ersten Schaufelelements in $CA A_2 = \beta = 24^0\,50'$, wenn wieder $DC = \frac{1}{2} BE = 5,40$ m $= v_e$ gemacht wird. Die der Pressung des Wassers beim Austritte aus dem Rade entsprechende Geschwindigkeit ist durch $HD = 9,12$ m, entsprechend einer Gefällhöhe von $h_p = 4,23$ m bestimmt, so daſs dieses Rad mit einem Pressungsverhältniſs von $\varepsilon = \frac{4,23}{7,18} = 0,589$ arbeitet. Die Umdrehungszahl folgt für dieses Rad zu

$$n = \frac{60 \,.\, 10,8}{2\,\pi \,.\, 0,24} = 420.$$

Ebenso findet sich für das Rad C mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln die äußere Umfangsgeschwindigkeit $v_{a_2} = B_2 E_2 = 6,48$ m, der Neigungswinkel $\beta = C_2 A A_2 = 37^0\,40'$ und die der Pressung entsprechende Geschwindigkeit $c_{p_2} = H_2 D = 4,80$ m, wozu die Pressungshöhe $h_{p_2} = 1,17$ m gehört. Dieses Rad arbeitet daher mit einem Pressungsverhältniſs $\varepsilon_2 = \frac{1,17}{7,18} = 0,163$

Digitized by Google

und seine Umdrehungszahl bestimmt sich zu $n = \frac{60 \,.\, 6{,}48}{2\,\pi\, 0{,}24} = 258$,

eine Geschwindigkeit, die also in dem Verhältnisse $\frac{258}{429} = 0{,}60$ kleiner ausfällt als für das Rad A mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln.

Die lichte Weite des Rades bestimmt sich im Innern durch

$$Q = 0{,}1 = 2\,\pi\, r_e\, b_e\, c_e = 2\,\pi\,.\,0{,}12\, b_e\, 2{,}5,$$

woraus $b_e = 0{,}053$ folgt. Mit Rücksicht auf die Schaufelstärken wird man passend innen eine lichte Weite von 60 mm und außen eine solche von 30 mm annehmen dürfen, von welchen Größen bei beiderseitiger Wasserzuführung natürlich nur die Hälfte als axiale Schaufelhöhe zu jeder Seite des Radtellers anzuordnen ist.

Die zum Betriebe erforderliche Kraft bestimmt sich, der oben gemachten Annahme $h_x = 0{,}5\, h_n$ zufolge, zu

$$N = \frac{0{,}1 \,.\, 1000 \,.\, 1{,}5 \,.\, 5}{75} = 10 \text{ Pferdekraft.}$$

Zum Schlusse mag noch bemerkt werden, dafs man genau dieselben Betrachtungen hinsichtlich der Ventilatoren wird anstellen können, wenn auch hierbei das Verhalten der bewegten Luft wegen deren Elasticität wesentliche Abweichungen zeigt. Was die Schaufelformen dieser Ventilatoren anbetrifft, so ist auch hier die zurückgekrümmte Gestalt noch fast allgemein in Gebrauch, und auch hierfür hat Rittinger, soviel bekannt zuerst, radial endende Schaufeln nach Art von $A\,F_1$ (Fig. 58) angewendet. Diese Ventilatoren, welche ihre hohle Seite nach der Bewegungsrichtung hinkehren, pflegt man mit dem Namen „Hochdruckventilatoren“ zu bezeichnen, eine Benennung, welche darauf hinzudeuten scheint, dafs mit ihnen eine höhere Windpressung zu erreichen ist, als mit den nach dem gewöhnlichen Schaufelsysteme ausgeführten, wie dies mit den vorstehend über Kreiselpumpen gemachten Bemerkungen in Uebereinstimmung sein würde. Man scheint überhaupt in

Digitized by Google

neuerer Zeit Ventilatoren, besonders solche für Gruben, mehrfach mit vorwärts gekrümmten Schaufeln anzuwenden, und es möge hier noch eine in dieser Beziehung interessante Mittheilung Platz finden, welche dem Verfasser von einem glaubwürdigen Bergwerksingenieur gemacht wurde. Danach zeigte ein großer Ventilator mit Schaufeln von der üblichen zurückgekrümmten Form, welcher bisher nur mittelmäßig funktionirt hatte, nach einer vorgenommenen Reparatur plötzlich eine erheblich bessere Leistung, und es fand sich bei näherer Untersuchung, daſs das Rad aus Versehen in verkehrter Stellung wieder eingelegt worden war, so daſs nun die Schaufeln ihre hohle Seite der Bewegungsrichtung zukehrten. Jedenfalls ist die hier angeregte Frage der Schaufelform für Kreiselpumpen und Ventilatoren für die Technik von genügender Wichtigkeit, um eingehendere Versuche in dieser Richtung zu rechtfertigen

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA.

Druck von Leonhard Simion, Berlin SW.

Digitized by Google

Digitized by Google

Verlag von Leonhard Simion in Berlin.

Ueber

FANGVORRICHTUNGEN

an

Bergwerksförderungen.

Von

F. Nitzsch,

Berggeschworenem a. D. zu Berlin.

Mit dem Preise gekrönte Bewerbung um die IIte Honorarausschreibung des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes.

62 Seiten mit 23 Tafeln. 4°. 10 Mark.

Ueber die

Festigkeit des erhitzten Eisens.

Durch Honorar ausgezeichnete Bewerbung um die dritte Preisaufgabe des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes.

Von

Dr. Julius Kollmann,

Hütten-Ingenieur in Oberhausen.

40 Seiten mit 3 Tafeln. 4°. 3 Mark.

Naturwissenschaftlich-technisches

WÖRTERBUCH.

Die Ausdrücke

der

Physik, Meteorologie, Mechanik, Chemie, Hüttenkunde, chemischen Technologie, Elektrotechnik.

Von

Dr. F. J. Wershoven.

I. Theil: **Englisch-Deutsch.** Geh. 1,50, geb. 1,80 Mk.

II. Theil: **Deutsch-Englisch.** Geh. 1,50, geb. 1,80 Mk.

Beide Theile in einem Bande, geb. 3,50 Mk.

Druck von Leonhard Simion, Berlin SW.

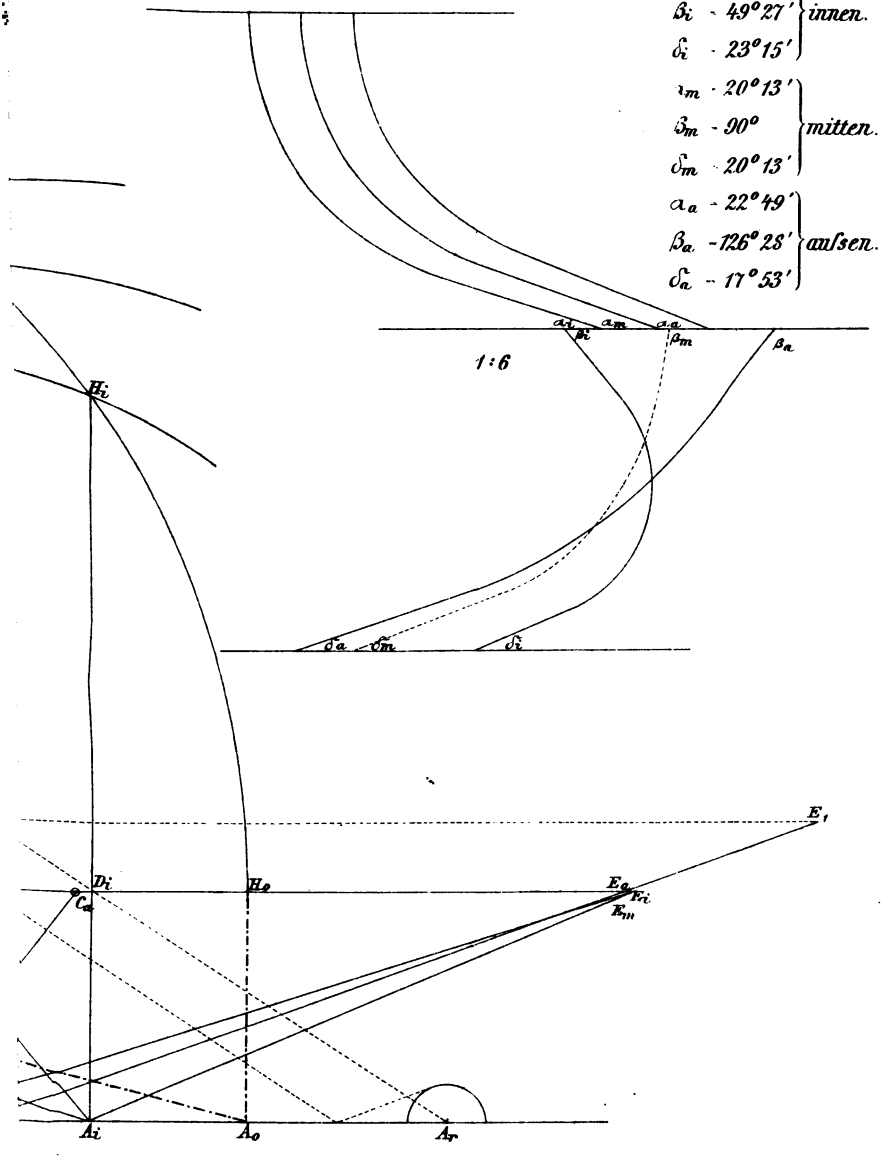
Digitized by Google

Digitized by Google

n und Kreiselpumpen.

Tafel 1.

e mit Reaction.



Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Digitized by Google

Digitized by Google

UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY,
BERKELEY

THIS BOOK IS DUE ON THE LAST DATE
STAMPED BELOW

Books not returned on time are subject to a fine of 50c per volume after the third day overdue, increasing to $1.00 per volume after the sixth day. Books not in demand may be renewed if application is made before expiration of loan period.

SEP 24 1926

50m-8,'26

Digitized by Google

YC 19864

TJ870
H4

52635

Herrmann

UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY

Digitized by Google

Digitized by Google